

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À  
L'UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À TROIS-RIVIÈRES

COMME EXIGENCE PARTIELLE  
DE LA MAÎTRISE EN PHYSIQUE

PAR  
MARC-ANDRÉ RICHARD

**RÉGÉNÉRATEURS MAGNÉTIQUES ACTIFS MULTICOUCHES POUR LA  
RÉFRIGÉRATION MAGNÉTIQUE**

DÉCEMBRE 2003

Université du Québec à Trois-Rivières

Service de la bibliothèque

Avertissement

L'auteur de ce mémoire ou de cette thèse a autorisé l'Université du Québec à Trois-Rivières à diffuser, à des fins non lucratives, une copie de son mémoire ou de sa thèse.

Cette diffusion n'entraîne pas une renonciation de la part de l'auteur à ses droits de propriété intellectuelle, incluant le droit d'auteur, sur ce mémoire ou cette thèse. Notamment, la reproduction ou la publication de la totalité ou d'une partie importante de ce mémoire ou de cette thèse requiert son autorisation.

## REMERCIEMENTS

Le travail présenté dans ce mémoire a été effectué au sein de l'Institut de recherche sur l'hydrogène (IRH) de l'Université du Québec à Trois-Rivières et de l'Université de Victoria (UVic). Au cours de ce projet, plusieurs personnes m'ont donné un soutien exceptionnel.

Je tiens d'abord à exprimer ma gratitude à Monsieur Richard Chahine, professeur au département de génie électrique, pour sa direction et ses conseils mais aussi pour sa confiance et l'intérêt qu'il porte au bien-être de ses étudiants.

Je remercie Monsieur Andrew Rowe, maintenant professeur à UVic, qui m'a partagé son temps, ses connaissances et ses conseils. Je tiens également à remercier Monsieur Tomasz Wysokinski, associé de recherche à UVic, pour sa supervision et son amitié lors de mon séjour à Victoria.

Je remercie Monsieur John Barclay, président de Cryofuel Systems et ancien professeur à UVic, pour avoir, entre autres, proposé et permis mon séjour là bas. Je me dois de souligner l'immense travail qu'il a accompli au cours des années pour développer et promouvoir la réfrigération magnétique. Je remercie également Monsieur Tapan Bose, directeur de l'IRH, pour son soutien et son intérêt pour la réfrigération magnétique.

Je remercie Monsieur Yi Zhuo, associé de recherche, pour sa gentillesse, son aide, et pour la caractérisation des matériaux magnétiques.

Ce projet a eu lieu grâce au soutien de Ressources naturelles Canada. Je remercie aussi le Ministère des Ressources naturelles du Québec pour m'avoir soutenu personnellement en m'octroyant une bourse.

## RÉSUMÉ

Ce projet porte sur l'étude des régénérateurs magnétiques actifs utilisés en réfrigération magnétique, et plus spécifiquement sur les régénérateurs composés de plusieurs matériaux.

La réfrigération magnétique (RM) repose sur l'effet magnéto-calorique (EMC) de certains matériaux magnétiques, principalement des terres rares, autour de leur température de transition magnétique. Cette transition est appelée point de Curie ( $T_{\text{Curie}}$ ) lorsqu'il s'agit d'un passage de l'état paramagnétique à l'état ferromagnétique. Dans le cycle de réfrigération à régénération magnétique active (RMA), on se sert du matériau magnétique à la fois comme siège de l'EMC et comme régénérateur thermique. L'EMC décroît rapidement lorsque la température du matériau s'éloigne de sa température de transition. Pour pallier à ce problème, il serait possible d'utiliser une combinaison de couches de matériaux différents ayant chacun une température de transition adaptée à la température locale, ce qui permettrait de conserver un EMC suffisant tout le long du régénérateur. D'autre part, une formule standard dicte que la variation adiabatique de température du réfrigérant idéal,  $\Delta T_{\text{ad}}(T)$ , doit être proportionnelle à la température. Cette formule est utilisée pour justifier l'utilisation des multicouches. Toutefois celle-ci soulève des interrogations. Notons que même s'il est prouvé que cette formule est trop simpliste, l'utilisation des multicouches n'est pas nécessairement remise en question. Faire la démonstration expérimentale du principe des multicouches constitue donc un des objectifs de ce travail.

En analysant le cycle RMA, nous avons démontré que la validité de la formule pour le profil  $\Delta T_{\text{ad}}(T)$  était douteuse et qu'il faut plutôt se concentrer sur la minimisation des sources d'entropie. L'analyse du cycle RMA permettra éventuellement de déterminer la puissance de réfrigération produite par quantité de réfrigérant, sur une plage de température, avec une fréquence du cycle et un débit de caloporteur donnés. Les divers processus de génération d'entropie dans le régénérateur sont décrits. D'autre part, l'utilisation d'un milieu poreux et la non-linéarité des équations de conservation de

l'énergie couplées sont des éléments qui compliquent la modélisation de la RM et qui ont incité à faire beaucoup de simplifications. Rowe, de l'Université de Victoria (UVic), a créé un modèle capable de représenter relativement bien le cycle RMA et qui utilise un algorithme facilitant la résolution du problème où le transfert de chaleur solide-fluide est dominant.

Nous avons ré-assemblé l'AMRTA<sup>a</sup>, un appareil de réfrigération magnétique conçu à UVic, et avons fabriqué des régénérateurs. Cet appareil a été conçu pour tester des régénérateurs magnétiques cylindriques réciproques sous un champ magnétique de 2 T et utiliser l'hélium comme fluide caloporteur. Le champ magnétique est produit par un aimant supraconducteur. L'appareil ne produit pas de réfrigération utile, ce sont des éléments chauffants à la source froide qui fixent la puissance à réfrigérer. Il a été monté de façon à faire des tests à partir de la température ambiante sous diverses conditions d'opération. Des régénérateurs cylindriques de Gd (45 g), de Gd<sub>0.74</sub>Tb<sub>0.26</sub> (40 g) et de Gd<sub>0.85</sub>Er<sub>0.15</sub> (46 g) ont été fabriqués à partir de matériaux réduits en flocons, compactés et liés par une fine couche d'époxy. Ces régénérateurs peuvent être mis en séries pour former un régénérateur plus long ou composé de couches de matériaux différents.

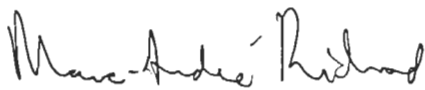
L'influence des conditions d'opération sur les performances a été mesurée sur des régénérateurs de 90g de Gd. L'augmentation de la pression d'opération de l'hélium, donc de la masse thermique du caloporteur, a permis d'améliorer sensiblement les performances. L'augmentation de la fréquence du cycle a aussi une influence positive sur les performances. Cependant, l'augmentation de ces performances n'est pas linéaire car on augmente aussi le taux d'inefficacité. Des régénérateurs de Gd<sub>0.74</sub>Tb<sub>0.26</sub> ont été testés à partir de la température ambiante, soit au-dessus de leur  $T_{\text{Curie}}$ . Dans cette plage, contrairement à la formule standard du  $\Delta T_{\text{ad}}(T)$ , l'EMC diminue avec la température. Un intervalle de température entre la source chaude et la source froide maximal de 10 K a été observé. C'est relativement près de l'intervalle de 13.5 K obtenu avec le Gd seul, pour lequel la plage de température est favorable. Cependant, comme on ne dispose ni du

---

<sup>a</sup> Active Magnetic Refrigeration Test Apparatus

gradient de température dans les régénérateurs, ni de mesures du  $\Delta T_{ad}$  des matériaux utilisés, les expériences ne nous permettent pas de porter un jugement sur la formule du  $\Delta T_{ad}(T)$  idéal. Finalement, des régénérateurs composés d'une couche de Gd et d'une couche de  $Gd_{0.74}Tb_{0.26}$  ont produit une diminution de température et une puissance de réfrigération plus élevées que les régénérateurs de dimensions et de masse similaires composés de Gd seulement (respectivement 20 K et 16 K). Il s'agit donc de la preuve expérimentale d'un gain possible par l'utilisation des régénérateurs multicouches. Ces résultats ont fait l'objet de publications<sup>56,57</sup> dont je suis le premier auteur. Certains résultats ont aussi été présentés lors d'une conférence et feront l'objet d'une publication<sup>58</sup> où je suis un des auteurs.

Les performances, le coût et l'efficacité de la réfrigération magnétique sont encore loin de pouvoir concurrencer la réfrigération conventionnelle. Cependant, il reste de la place pour l'optimisation de la technologie elle-même d'une part et des moyens de produire un champ magnétique puissant d'autre part. De plus, n'ayant pas les mêmes limites, la RM pourrait être avantageuse, par exemple, pour une utilisation distribuée ou pour réfrigérer directement un gaz ou un liquide. L'étude décrite dans ce travail s'inscrit dans l'atteinte d'une meilleure compréhension du cycle RMA pour optimiser cette technologie. La recherche devra être poursuivie en ce qui a trait, entre autres, aux relations thermodynamiques et aux expériences.



Étudiant



Directeur de recherche

# TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS .....	II
RÉSUMÉ .....	III
TABLE DES MATIÈRES .....	VI
LISTE DES FIGURES .....	VIII
LISTE DES TABLEAUX.....	IX
LISTE DES SYMBOLES.....	X
CHAPITRE 1 : INTRODUCTION .....	1
1.1 CONTEXTE.....	1
1.2 RÉFRIGÉRATION MAGNÉTIQUE .....	2
1.3 PROJET .....	5
CHAPITRE 2 : RÉFRIGÉRATION MAGNÉTIQUE.....	7
2.1 EFFET MAGNÉTO-CALORIQUE .....	7
2.2 CYCLES DE RÉFRIGÉRATION MAGNÉTIQUE.....	8
2.2.1 Cycles sans régénération .....	9
2.2.2 Cycles avec régénération .....	11
2.2.3 Puissance de réfrigération et introduction du travail dans le cycle RMA.....	13
2.3 RÉGÉNÉRATEURS MAGNÉTIQUES ACTIFS MULTICOUCHES.....	15
2.3.1 Principe de l'utilisation des multicouches et formule du profil idéal de $\Delta T_{ad}(T)$ .....	15
2.3.2 Multicouches : tests .....	19
2.4 ÉLÉMENTS D'UN RÉFRIGÉRATEUR MAGNÉTIQUE AVEC CYCLE RMA.....	21
2.4.1 Géométries et composantes .....	21
2.4.2 Design de prototypes.....	23
CHAPITRE 3 : ANALYSE DU CYCLE DE RÉFRIGÉRATION RMA .....	27
3.1 RÉGÉNÉRATEUR MAGNÉTIQUE ACTIF IDÉAL .....	28
3.1.1 Cycle RMA réversible .....	28
3.1.2 Origine du profil de $\Delta T_{ad}(T)$ idéal .....	29
3.1.3 Application de la seconde loi dans le cycle RMA réversible .....	35
3.1.4 Application de la seconde loi de la thermodynamique et gradient de température .....	36
3.1.5 Relation du profil idéal de $\Delta T_{ad}(T)$ .....	39
3.1.6 Travail par unité de masse de réfrigérant .....	41
3.2 GÉNÉRATION D'ENTROPIE DANS UN RÉGÉNÉRATEUR RÉEL .....	44
3.2.1 Pertes aux sources froides et chaudes.....	45
3.2.2 Sources d'échauffement dans le régénérateur.....	47
3.2.3 Impact du différentiel de température solide-fluide .....	52

3.2.4	Conclusion .....	57
<b>CHAPITRE 4 : MODÉLISATION .....</b>		<b>58</b>
4.1	PHÉNOMÈNES À MODÉLISER EN RÉFRIGÉRATION MAGNÉTIQUE .....	58
4.1.1	Équations de conservation .....	58
4.1.2	Mécanique des fluides en milieu poreux .....	60
4.1.3	Paramètres spécifiques à la RM.....	63
4.2	SIMULATION DE LA RÉFRIGÉRATION MAGNÉTIQUE.....	64
4.2.1	Modèles publiés .....	64
4.2.2	Logiciels de dynamique des fluides (CFD).....	66
4.2.3	Programme de simulation du AMRTA .....	67
<b>CHAPITRE 5 : EXPÉRIENCES.....</b>		<b>70</b>
5.1	SYSTÈME DE TEST DES RÉGÉNÉRATEURS MAGNÉTIQUES ACTIFS (AMRTA) .....	70
5.2	RÉGÉNÉRATEURS .....	73
5.2.1	Sélection des matériaux.....	73
5.2.2	Fabrication.....	74
5.2.3	Estimation des caractéristiques thermiques .....	76
5.3	CONFIGURATION DES RÉGÉNÉRATEURS ET PLAGE D'OPÉRATION.....	79
<b>CHAPITRE 6 : ANALYSE DES RÉSULTATS.....</b>		<b>81</b>
6.1	INFLUENCE DES CONDITIONS D'OPÉRATIONS .....	82
6.1.1	Flux massique de fluide caloporteur.....	82
6.1.2	Fréquence d'opération.....	83
6.2	INFLUENCE DU PROFIL DE $\Delta T_{ad}(T)$ .....	84
6.2.1	Exploration du régime où $T > T_{Curie}$ .....	84
6.2.2	Régénérateurs multicouches.....	85
6.3	COMPARAISON AVEC LE MODÈLE .....	86
6.3.1	Régénérateurs avec un seul matériau : le Gd.....	87
6.3.2	Régénérateurs composés de deux couches de matériaux différents: le Gd et le $Gd_{0.74}Tb_{0.26}$ .....	88
<b>CHAPITRE 7 : CONCLUSION .....</b>		<b>90</b>
7.1	RÉSUMÉ .....	90
7.2	SYNTHÈSE .....	93
7.3	TRAVAUX FUTURS.....	94
7.3.1	Considérations thermodynamiques.....	94
7.3.2	Modélisation.....	94
7.3.3	Expériences .....	95
<b>ANNEXE 1: TABLEAU COMPARATIFS DE PROTOTYPES DE RM.....</b>		<b>97</b>
<b>RÉFÉRENCES.....</b>		<b>99</b>



## LISTE DES FIGURES

Figure 2.1 : EMC pour un cristal de $Gd^{16}$ (a) variation isotherme d'entropie et (b) variation adiabatique de température.....	8
Figure 2.2 : Cycle de réfrigération Brayton magnétique.....	9
Figure 2.3 : Cycle de réfrigération de Carnot magnétique. ....	10
Figure 2.4 : Cycle de réfrigération d'Ericsson magnétique.....	11
Figure 2.5 : Opération d'un cycle RMA.....	13
Figure 2.6 : Illustration de la relation $\Delta T_{ad}^{idéal}(T)$ .....	15
Figure 2.7 : Courbes de $\Delta T_{ad}$ pour une variation de champ magnétique 0-2 teslas.....	17
Figure 2.8 : $\Delta T_{ad}$ du Gd et du Tb soumis à un champ magnétique de 7 teslas.....	20
Figure 2.9 : Réfrigérateur avec régénérateurs cylindriques réciproques.....	22
Figure 2.10 : Réfrigérateur avec régénérateur magnétique de type roue.....	23
Figure 3.1 : Gradient de température dans un régénérateur.....	28
Figure 3.2 : Flux de chaleur pour un cycle de réfrigération de Brayton magnétique.....	29
Figure 3.3 : Cycle Brayton idéalisé.....	40
Figure 3.4 : Volume de contrôle pour un élément de régénérateur $\Delta m$ .....	42
Figure 3.5 : Effet du transfert de chaleur à travers une différence de température solide-fluide.....	53
Figure 5.1 : Système de test des régénérateurs magnétiques actifs (AMRTA).....	71
Figure 5.2 : Schéma du système de réfrigération AMRTA.....	72
Figure 5.3 : Sélection des matériaux magnétiques.....	74
Figure 5.4 : Fabrication de régénérateurs magnétiques.....	75
Figure 5.5 : $\Delta S_M$ du Gd sous forme de matériau brut et de particules avec époxy pour une variation de champ magnétique 0-2 teslas. ....	76
Figure 5.6: $\Delta T_{sf}$ provenant de simulation de régénérateur ( $T_0=T_H$ et $T_1=T_C$ ) : a) flocons; b) particules sphériques.....	78
Figure 6.1 : Température aux extrémités de deux régénérateurs multicouches (Gd + $Gd_{0.74}Tb_{0.26}$ ).....	81

Figure 6.2 : Impact de l'utilisation sur les performances de deux régénérateurs réciproques de 90 g de Gd pour 0.5 et 0.8 Hz (sans charge à réfrigérer) .....	83
Figure 6.3 : Impact de la fréquence d'opération sur les performances de deux régénérateurs réciproques de 90g de Gd (sans charge à réfrigérer).....	84
Figure 6.4 : Performances de deux régénérateurs réciproques de Gd (45g) et de $Gd_{0.74}Tb_{0.26}$ (40g).....	84
Figure 6.5 : Performances de deux régénérateurs multicouches (45g Gd + 40g $Gd_{0.74}Tb_{0.26}$ ) et de deux régénérateurs composés d'un seul matériau (90g Gd).....	86
Figure 6.6 : Simulation du profil de température de deux régénérateurs de 90g de Gd....	87
Figure 6.7 : Simulation du profil de température de deux régénérateurs multicouches (45g de Gd + 40g de $Gd_{0.74}Tb_{0.26}$ ) .....	89

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 5.1 : Estimation des paramètres thermiques de deux régénérateurs .....	77
Tableau 5.2 : Travail perdu dans deux régénérateurs.....	78
Tableau 5.3 : Variables expérimentales indépendantes de l'AMRTA.....	80

## LISTE DES SYMBOLES

### Symboles primaires

$a_{sf}$	Surface d'échange par unité de volume ( $m^2/m^3$ )
$A$	Surface ( $m^2$ )
$B$	Champ magnétique (T)
$c_p$	Chaleur spécifique ( $J/kg \cdot K$ )
$c_r$	Chaleur spécifique du réfrigérant ( $J/kg \cdot K$ )
$d_p$	Diamètre d'une particule (ou diamètre équivalent) (m)
$e$	Épaisseur (m)
$E$	Énergie (KJ)
$F$	Force magnétique (N)
$G$	Débit massique par unité de surface ( $kg/s \cdot m^2$ )
$h$	Coefficient de transfert de chaleur ( $W/m^2 \cdot K$ ) ou enthalpie ( $J/kg$ )
$k$	Conductivité thermique ( $W/m \cdot K$ )
$L$	Longueur du régénérateur (m)
$m$	Masse (symbole traité comme une coordonnée) (kg)
$M$	Magnétisation ( $J/T \cdot kg$ )
$M_r$	Masse totale de réfrigérant (kg)
$\dot{m}$	Débit massique ( $kg/s$ )
$p$	Pression (Pa, atm)
$Pr$	Nombre de Prandtl (sans dimension)
$Q$	Énergie thermique (J)
$Re$	Nombre de Reynolds (sans dimension)
$s$	Entropie par unité de masse ( $J/kg \cdot K$ )
$S$	Entropie ( $J/K$ )
$t$	Temp (s)
$T$	Température (K) (à ne pas confondre avec le symbole T pour tesla)
$u$ ou $v$	Vitesse (m/s)
$V$	Volume ( $m^3$ )
$x$	Position (m)
$w$	Travail par unité de masse ( $J/kg$ )
$W$	Travail (J)

### Symboles grecs

$\varepsilon$	Porosité (volume de vide/volume de matériau)
$\varepsilon_{sf}$	Efficacité de transfert thermique solide-fluide
$\mu$	Viscosité dynamique ( $N \cdot s/m^2$ )
$\rho$	Densité ( $kg/m^3$ )
$\tau$	Durée d'un demi-cycle (s)
$\phi$	Utilisation

## Indices

B	Relatif un champ magnétique donné
C	Froid, température de la source froide
ad	Adiabatique
eq	Équivalent
f	Fluide
H	Chaud, température de la source chaude
i,j	Composantes générales
M	Relatif à la magnétisation
p	Particules
r	Réfrigérant
reg	Régénérateur
s	Solide
sf	Interaction solide-fluide

## Acronymes

AMRTA	Appareil de réfrigération conçu à UVic pour tester des régénérateurs magnétiques actifs (Active Magnetic Regenerators Test Apparatus)
COP	Coefficient de performance (coefficient of performance)
EMC	Effet magnéto-calorique
NTU	Nombre d'unités de transfert thermique (number of transfer units)
RM	Réfrigération magnétique
RMA	Régénération magnétique active
UVic	University of Victoria

# CHAPITRE 1 : INTRODUCTION

## 1.1 Contexte

Pour des raisons écologiques et économiques, l'hydrogène pourrait devenir le carburant privilégié pour le transport. Ses principaux désavantages demeurent son coût et son stockage. La liquéfaction cryogénique de l'hydrogène à pression atmosphérique, à 20 K, permet d'obtenir une densité énergétique plus importante que sous forme gazeuse et facilite son transport. Le pouvoir calorifique inférieur volumétrique (PCI) de l'hydrogène liquide atteint alors  $8\,500\text{ MJ/m}^3$ , une valeur plus proche de celle de l'essence qui demeure toutefois à  $34\,000\text{ MJ/m}^3$ . Cependant, la liquéfaction de l'hydrogène nécessite des usines de liquéfactions coûteuses qui demandent un grand volume de production pour être rentables. Les technologies conventionnelles de liquéfaction de l'hydrogène, qui font appel à la compression et à l'expansion des gaz, ont une efficacité thermodynamique peu élevée, soit 30% à 34% de celle du cycle idéal, le cycle de Carnot. Avec cette efficacité, l'énergie dépensée pour liquéfier l'hydrogène représente plus de 30% du contenu énergétique du carburant. Le coût de la liquéfaction représente de 35 à 50% du coût total de production d'hydrogène<sup>1</sup>. Une part des irréversibilités des cycles de réfrigération conventionnels est due à la compression et à l'expansion du gaz réfrigérant. Ces technologies sont hautement développées et optimisées et il est peu probable que leur efficacité soit améliorée significativement. Il devient donc très intéressant de développer une technologie alternative potentiellement plus efficace : la réfrigération magnétique.

La réfrigération magnétique (RM) repose sur l'effet magnéto-calorique (EMC) de certains matériaux ferromagnétiques. Ce phénomène, réversible pour certains matériaux, se manifeste par une augmentation de température suite à l'application d'un champ magnétique et un refroidissement lors de son retrait. Contrairement à la compression et l'expansion des gaz, les portions magnétisation et démagnétisation du cycle de RM sont adiabatiques et ne causent pratiquement pas de pertes d'énergie. De plus, la nature de la réfrigération magnétique permet globalement d'absorber et d'évacuer la charge

thermique réfrigérée à une température plus près des températures de la source froide et de la source chaude. Il en résulte qu'on estime qu'un réfrigérateur magnétique pourrait atteindre une efficacité de 50% du cycle idéal sur une plage de température de 300-20 K<sup>1</sup>, soit jusqu'à 50% plus élevée que la technique de réfrigération par compression des gaz. La RM pourrait aussi être avantageusement utilisée pour des applications proches de la température ambiante<sup>2</sup>. Un système de réfrigération magnétique a l'avantage de ne pas utiliser de gaz nocifs pour la couche d'ozone ou l'effet de serre. Comme le réfrigérant est solide, possédant ainsi une capacité calorifique beaucoup plus grande qu'un gaz, le réfrigérateur magnétique a aussi le potentiel d'être plus compact. Enfin, ne comportant pas de compresseur, un tel système pourrait être plus fiable et silencieux. Tous ces avantages font que la RM, au-delà de la liquéfaction de l'hydrogène, semble une technologie prometteuse pour la climatisation et la réfrigération dans les secteurs résidentiel, commercial et industriel.

## **1.2 Réfrigération Magnétique**

L'effet magnéto-calorique (EMC) a été découvert par Warburg<sup>3</sup> vers la fin du 19<sup>ième</sup> siècle. La nature de l'EMC et son utilisation pour atteindre des températures près du zéro absolu ont été suggérées indépendamment par Debye<sup>4</sup> en 1926 et Giaouque<sup>5</sup> en 1927. Depuis, la démagnétisation adiabatique est la méthode privilégiée pour la réfrigération à très basse température (sous 4 K). Cependant, sans régénération thermique, l'abaissement de température est limité à la valeur de l'EMC (2 ou 3 K/T) autour de la température de transition du matériau magnétique. L'utilisation de la RM à plus haute température et sur une plus grande étendue de température avec un cycle thermodynamique comprenant de la régénération n'a été suggérée qu'à partir du milieu des années 1960<sup>6</sup>. Au cours des 20 dernières années, quelques prototypes ont été conçus pour opérer à des températures supérieures à 20 K. Ironiquement, beaucoup de ces prototypes nécessitent l'utilisation d'un électro-aimant supraconducteur, donc maintenu à très basse température (4-8 K), pour produire un champ magnétique suffisant (2 à 7 teslas). Les performances et l'efficacité obtenus sont encore loin des prédictions, mais la technologie progresse et laisse présager un avenir prometteur.

Au début des années 90, Astronautics Corporation of America<sup>7</sup> publie les résultats de tests menés avec un appareil de démonstration de la réfrigération magnétique opérant à partir de la température de l'azote liquide (77 K). Sans charge utile à réfrigérer, la température est descendue jusqu'à 34 K à l'extrémité froide du régénérateur, n'atteignant pas l'objectif de 20 K, la température de liquéfaction de l'hydrogène. Pour éliminer les difficultés de design associées à la température cryogénique, la recherche s'est par la suite principalement orientée sur le premier étage de réfrigération, près de la température ambiante. Le matériau privilégié près de la température ambiante est le gadolinium (Gd), un élément de la série des lanthanides qui a un EMC élevé (2 ou 3 K/T) et dont la température de transition, le point de Curie dans ce cas, est de 293 K. En 1998, Astronautics et Ames Laboratory<sup>8</sup> rapportaient les performances d'un réfrigérateur, fonctionnant avec du Gd et un champ magnétique de 5 T, pouvant atteindre une puissance de réfrigération appréciable, soit 600 W pour une plage de 10 K. L'équipe soutenait qu'en soustrayant plusieurs pertes évitables, le prototype pourrait fonctionner avec une efficacité équivalant à 60% de celle du cycle de Carnot, le cycle idéal. Ils rapportèrent aussi qu'avec un champ magnétique d'une intensité de 1.5 T, qui peut être produit par un aimant permanent, l'appareil avait atteint une puissance de réfrigération de 200 W sur une plage de température de 7 K. C'était la confirmation de l'idée que la RM pouvait fonctionner avec une puissance acceptable en n'utilisant qu'un aimant permanent. En 2000, la compagnie japonaise Chubu Electric Power en collaboration avec Toshiba<sup>9</sup>, annonçait le développement d'un réfrigérateur magnétique semblable avec une puissance de 100 W sur une plage de 23 K et avec un champ magnétique de 4 T. Un regain d'intérêt pour la réfrigération magnétique en 2001 quand Astronautics et Ames Laboratory<sup>2</sup> annoncèrent le développement d'un réfrigérateur magnétique utilisant un aimant permanent de 1.5 T et pouvant réfrigérer une cinquantaine de watts sur 10 K à partir de la température ambiante. En 2002 et 2003 l'équipe Chubu-Toshiba<sup>10</sup> annonçait le développement de prototypes fonctionnant avec un aimant permanent de 0.6 T et de 0.76 T mais en utilisant des alliages de  $Gd_{1-x}Dy_x$  ( $x=0.11, 0.13, 0.16$ ). En 2003, la réalisation de prototypes de réfrigérateurs magnétiques utilisant un aimant permanent et du Gd fut aussi annoncée par une équipe du Sichuan Institute of Technology et de

Nanjing University<sup>11</sup> ainsi que par une équipe du Laboratoire d'Électrotechnique de Grenoble<sup>12</sup>. Un résumé des données disponibles sur les performances de ces appareils est présenté à l'annexe 1, la méthode de calcul de l'efficacité thermodynamique est revue dans la section 3.1.4. Malgré ces percées, il ne semble pas, encore aujourd'hui, qu'un réfrigérateur magnétique fonctionnant à partir de la température ambiante n'ait été suffisamment performant pour en débiter la production commerciale.

Même si quelques prototypes ont été élaborés, plusieurs questions concernant le design d'un réfrigérateur magnétique demeurent en suspend. Quelle serait le matériau magnétique idéal pour le cycle RMA? Quelle masse de matériaux devrait-elle être utilisée? Quelles seront les conditions d'opération optimales et leur lien avec les propriétés des matériaux? Comment augmenter l'efficacité du régénérateur? Les relations analytiques utilisées en RM sont souvent d'une utilité limitée et les modèles numériques sont rarement confrontés à la réalité des expériences. Une étude expérimentale des propriétés des régénérateurs magnétiques, le cœur du réfrigérateur, est donc nécessaire à l'obtention d'informations fort utiles pour le design de réfrigérateur. Pour répondre à ce besoin, en 2002, Rowe et Barclay de l'Université de Victoria<sup>13</sup> achevaient la construction d'un appareil de RM appelé AMRTA pour « active magnetic regenerator test apparatus ». Cet appareil a été conçu pour permettre de mieux comprendre les phénomènes liés à la réfrigération magnétique et d'assurer la caractérisation dynamique des régénérateurs magnétiques actifs.

Deux points limitent beaucoup la plage de température opérationnelle d'un stage de réfrigération magnétique. En premier lieu, en réfrigération, plus on abaisse la température, plus les fuites de chaleur à partir du milieu ambiant sont importantes et plus la puissance de réfrigération de l'appareil devra être élevée. Cet effet ne peut être minimisé qu'en s'assurant d'avoir une bonne isolation thermique. En second lieu, l'EMC du matériau est maximum autour de sa température de transition magnétique et diminue rapidement en s'en éloignant. En augmentant la plage de température du réfrigérateur, on s'éloigne donc de la température à laquelle le matériau est performant. La majorité des prototypes mentionnés plus haut ont utilisé un seul matériau magnétique comme



réfrigérant. La combinaison de plusieurs couches de matériaux différents dans un seul régénérateur apporte une solution à ce problème. Cela aurait pour effet d'augmenter la puissance de réfrigération ou la capacité à abaisser la température du réfrigérateur et ce, pour une même masse de réfrigérant. L'utilisation de plusieurs couches de matériaux pourrait donc réduire significativement le coût d'un réfrigérateur magnétique et permettre éventuellement d'atteindre la température de l'hydrogène liquide. Ce principe a été énoncé au début des années 1980<sup>14</sup> et est largement accepté. Cependant, à notre connaissance, il n'y a eu qu'une seule tentative pour comparer expérimentalement un régénérateur composé de couches de plusieurs matériaux à un régénérateur utilisant un seul matériau. Elle a été réalisée au David Taylor Research Center en 1990<sup>15</sup> et n'a pas été concluante. La réussite de cette démonstration et, plus important encore, la détermination d'une règle claire sur la façon d'arranger les matériaux sont des étapes nécessaires au développement de liquéfacteurs magnétiques.

### **1.3 Projet**

Ce projet de maîtrise est donc centré sur le régénérateur magnétique actif, la pièce maîtresse de la RM. Il consiste en l'étude de régénérateurs magnétiques actifs en général ainsi que de ceux composés de plusieurs matériaux. Au départ, nous avons exploré l'idée de mener cette étude en créant un modèle avec un logiciel de dynamique des fluides commercial capable de reproduire les essais expérimentaux. En réalisant les faiblesses du logiciel et des modèles numériques d'une part et que de nouvelles possibilités se présentaient d'autre part, nous avons décidé de centrer plutôt le projet sur des expériences puis nous y avons ajouté une analyse théorique. L'étude s'appuie donc sur des essais en laboratoire menés en 2002 à l'Université de Victoria avec un appareil de réfrigération conçu pour tester des régénérateurs, l'AMRTA.

Les principes de la réfrigération magnétique seront d'abord traités dans le chapitre 2. L'analyse des théories existantes pour expliquer les résultats expérimentaux nous a toutefois menés à douter de certaines relations généralement acceptées. Le chapitre 3 comprend une nouvelle approche pour traiter la thermodynamique dans les régénérateurs magnétiques. Les sources « d'inefficacités » dans les régénérateurs magnétiques y sont

aussi traitées. Le chapitre 4 concerne les défis, les méthodes et les limites de la modélisation de la réfrigération magnétique. La description de l'appareillage et des expériences sur les régénérateurs sera traitée dans le chapitre 5. Enfin, les résultats des expériences et des simulations sont discutés dans le chapitre 6.

## CHAPITRE 2 : RÉFRIGÉRATION MAGNÉTIQUE

### 2.1 Effet magnéto-calorique

L'effet magnéto-calorique (EMC) de certains matériaux magnétiques, sur lequel repose la réfrigération magnétique, se produit généralement autour de la température de transition  $T_{\text{Curie}}$ , qui est le passage de l'état paramagnétique à l'état ferromagnétique. L'application d'un champ magnétique augmente l'alignement et l'ordre des dipôles magnétiques et réduit ainsi l'entropie magnétique du matériau. Lorsque l'application du champ est faite de façon adiabatique, la réduction d'entropie magnétique est compensée par l'augmentation de l'entropie de réseau pour conserver l'équilibre, ce qui se traduit par une augmentation de température dans le matériau. Lorsque le champ magnétique est enlevé adiabatiquement, le phénomène inverse se produit et le matériau s'en trouve refroidi. Le matériau magnétique utilisé est généralement une terre rare (série des lanthanides). L'EMC, « pratiquement réversible » pour certains matériaux, est habituellement exprimé en terme de changement isotherme d'entropie ( $\Delta S_M$ ) ou de changement adiabatique de température ( $\Delta T_{ad}$ ). Le changement isotherme d'entropie est lié à la magnétisation du matériau par la relation de Maxwell<sup>16</sup> :

$$\Delta S_M(T)_{\Delta B} = \int_{B_{\text{initial}}}^{B_{\text{final}}} \left( \frac{\partial M(T, B)}{\partial T} \right)_B dB. \quad (2.1)$$

Le changement adiabatique de température est exprimé par:

$$\Delta T_{ad}(T)_{\Delta B} = - \int_{B_{\text{initial}}}^{B_{\text{final}}} \left( \frac{T}{c_p(T, B)} \right)_B \left( \frac{\partial M(T, B)}{\partial T} \right)_B dB, \quad (2.2)$$

où  $T$  est la température,  $M$ , la magnétisation,  $B$  l'intensité du champ magnétique appliqué sur le matériau et  $c_p$ , la chaleur spécifique de ce dernier.

La figure 2.1 illustre l'EMC en fonction de la température pour un cristal de gadolinium soumis à différentes intensités de champ magnétique<sup>16</sup>. Le changement adiabatique de température observé est relativement faible; il passe par un maximum

(environ 2 à 3 K/T) à la température de transition du matériau. Pour le gadolinium, il s'agit d'une transition paramagnétique à ferromagnétique, donc d'un point de Curie, qui se produit à 293 K.

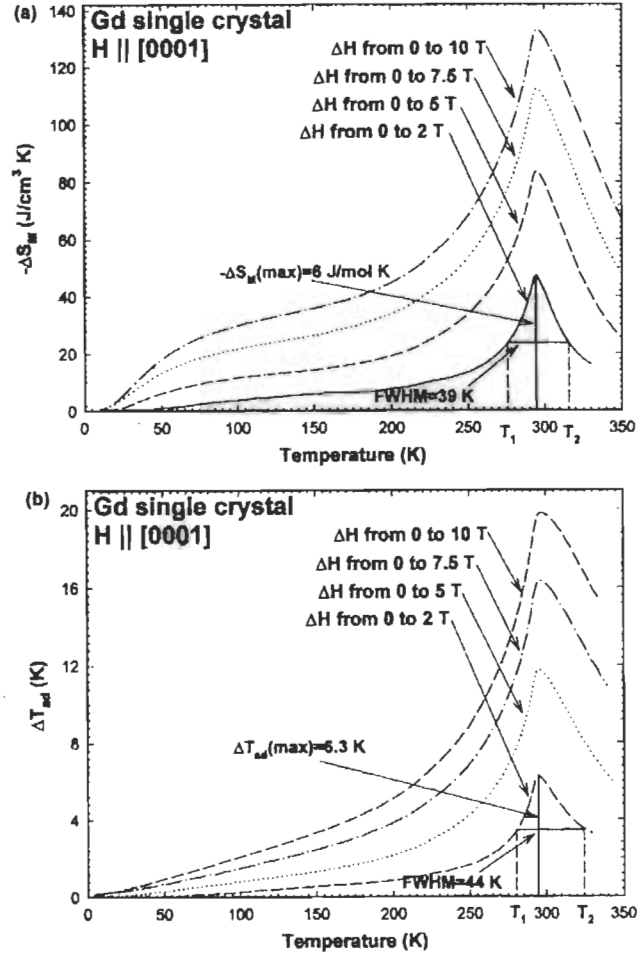


Figure 2.1 : EMC pour un cristal de  $Gd^{16}$  (a) variation isotherme d'entropie et (b) variation adiabatique de température

## 2.2 Cycles de réfrigération magnétique

Pour la réfrigération magnétique, l'EMC est utilisé de façon analogue à la compression et l'expansion des gaz dans la réfrigération conventionnelle. Le cycle de réfrigération magnétique est rendu possible grâce au couplage du matériau magnétique solide, siège de l'EMC, à un fluide assurant le transfert thermique. Pour faciliter l'échange de chaleur, le réfrigérant solide est généralement transformé en un milieu poreux.

### 2.2.1 Cycles sans régénération

Le plus simple des cycles de réfrigération magnétique est le cycle de réfrigération de Brayton magnétique, dorénavant appelé cycle de Brayton magnétique. Le diagramme T-s du réfrigérant, où s représente l'entropie par unité de masse de réfrigérant, est illustré à la figure 2.2.

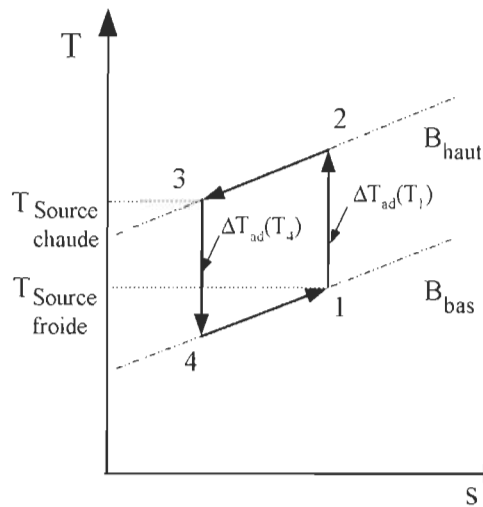


Figure 2.2 : Cycle de réfrigération Brayton magnétique

Au début de ce cycle, le réfrigérant est magnétisé adiabatiquement, provoquant un échauffement  $\Delta T_{ad}(T_1)$  (1-2). Le fluide caloporteur circule à travers le réfrigérant toujours magnétisé, il absorbe une part de cette charge thermique et l'évacue à la source chaude (2-3). Le réfrigérant est ensuite démagnétisé adiabatiquement, provoquant un refroidissement de la valeur de  $\Delta T_{ad}(T_4)$  (3-4). Il peut alors absorber une charge thermique provenant de la source froide par l'intermédiaire du fluide caloporteur (4-1). Le travail net est la différence entre l'énergie récupérée lors de la magnétisation et l'énergie fournie lors de la démagnétisation.

Le cycle de réfrigération de Carnot magnétique a une efficacité potentiellement idéale car le transfert de chaleur y est fait lors d'étapes isothermes. Le diagramme T-s du cycle Carnot magnétique du réfrigérant est illustré à la figure 2.3. Il comporte une magnétisation adiabatique pour monter la température (4-1), une magnétisation isotherme au moment où l'on évacue la charge thermique (1-2), une démagnétisation isotherme

pour faire redescendre la température (2-3) et une démagnétisation isotherme lorsqu'on réfrigère (3-4). Cependant, en pratique, la magnétisation et la démagnétisation isotherme sont très difficiles à réaliser. L'EMC a une cinétique très rapide, il faudrait donc évacuer l'énergie extrêmement rapidement ou magnétiser extrêmement lentement pour maintenir la température constante.

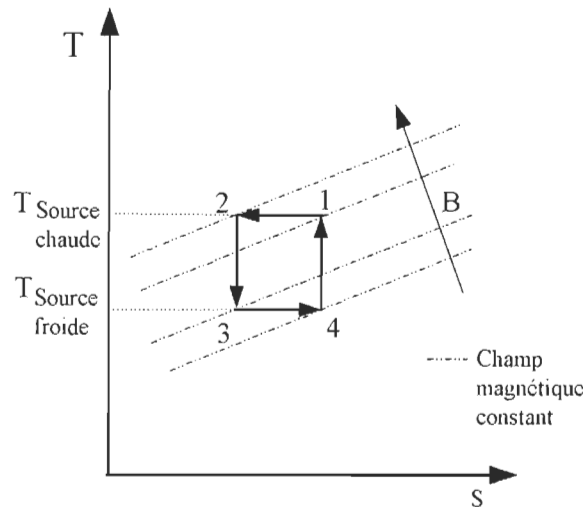


Figure 2.3 : Cycle de réfrigération de Carnot magnétique.

L'effet magnéto-calorique, pour les matériaux les plus performants, n'est généralement que d'environ 2 à 3 K par tesla autour de la température de transition. Les cycles de réfrigération de Brayton ou de Carnot magnétiques, même avec une grande variation de champ magnétique, ne permettent pas d'obtenir un abaissement de température supérieur à une dizaine de degrés. Pour abaisser davantage la température, il faut ajouter de la récupération ou de la régénération thermique au cycle de réfrigération. Un récupérateur de chaleur est un échangeur de chaleur où un fluide chaud et un fluide à réchauffer circulent à contre-courant. Pour ce qui est d'un régénérateur thermique, le transport thermique se fait par accumulation de la chaleur dans un matériau poreux à travers lequel passe alternativement un fluide chaud et un fluide à réchauffer. Comme la sortie d'un fluide est l'entrée de l'autre et réciproquement d'une part, et que la période de transfert est relativement courte d'autre part, il se formera un gradient de température dans le régénérateur. Notons que le principe de transfert de chaleur est le même que l'on veuille récupérer de la chaleur ou du « froid ».

### 2.2.2 Cycles avec régénération

Le cycle d'Ericsson magnétique a été développé en y incluant la régénération de façon externe. Le diagramme T-s du réfrigérant est présenté à la figure 2.4.

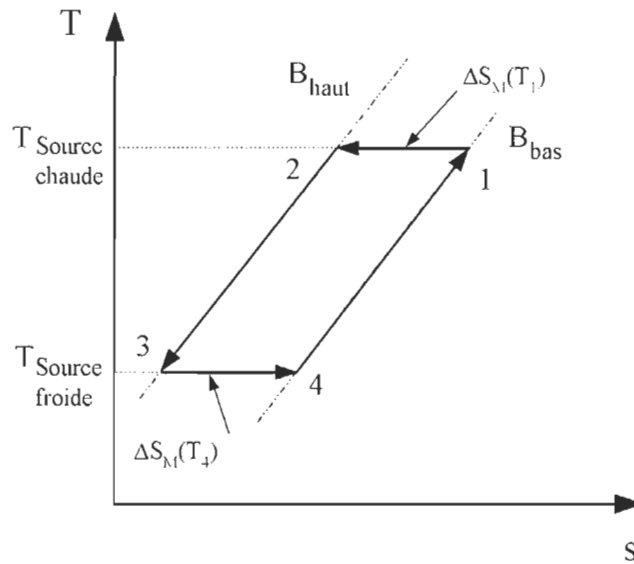


Figure 2.4 : Cycle de réfrigération d'Ericsson magnétique

Le cycle débute par une magnétisation isotherme pendant laquelle le réfrigérant évacue son énergie à la source chaude (1-2). Le matériau est ensuite refroidi à champ constant en passant au travers du fluide caloporteur (2-3) puis est démagnétisé de façon isotherme en absorbant la chaleur de la source froide (3-4). Enfin, il est réchauffé à champs nul par le fluide caloporteur, prêt pour un autre cycle (4-1). Ici c'est le fluide caloporteur qui joue le rôle de régénérateur. Comme pour le cycle de Carnot, la magnétisation et la démagnétisation isotherme sont difficiles à réaliser. On peut produire la magnétisation et la démagnétisation de façon adiabatique, comme dans le cycle de Brayton, qui sont plus faciles à réaliser mais qui réduisent l'efficacité du cycle. Le fait que le fluide soit le régénérateur limite en pratique la fréquence d'opération. D'autre part, l'EMC d'un matériau diminue rapidement lorsqu'on s'éloigne de la température de transition. Le fait que ce cycle soit limité à l'EMC d'un seul matériau (ou d'un seul mélange de matériaux) réduit donc la plage d'opération à laquelle le réfrigérateur peut être efficace.

Le cycle privilégié en réfrigération magnétique est le cycle de réfrigération avec régénération magnétique active (RMA), dorénavant appelé le cycle RMA. Le matériau magnétique y est à la fois le siège de l'effet magnéto-calorique et le régénérateur thermique. Chaque tranche de régénérateur produit son propre cycle de réfrigération de Brayton magnétique et transporte la charge thermique sur quelques degrés, d'une tranche à l'autre, dans le sens de l'écoulement du fluide, de la source froide jusqu'à la source chaude. Il ne s'agit donc pas d'un cycle unique, mais d'une infinité de cycles simultanés se chevauchant, ce qui est difficile à illustrer sur un diagramme T-s. Il se développe ainsi, le long du régénérateur magnétique, un profil de température allant de la température de la source chaude ( $T_H$ ) à la température à la source froide ( $T_C$ ). Un avantage unique à ce cycle est qu'il permet l'utilisation, pour chaque section de régénérateur, du matériau le mieux adapté à la température locale. Il est question des régénérateurs composés de plusieurs couches de matériaux à la section 2.3. Le cycle RMA, illustré par la figure 2.5, est composé des quatre étapes suivantes :

1. Magnétisation adiabatique: Le fluide caloporteur étant situé dans un réservoir à l'extrémité froide, le régénérateur est magnétisé adiabatiquement ce qui provoque une augmentation de température sur toute sa longueur en fonction de l'EMC local ( $T_{local} + \Delta T_{ad,local}$ ).

2. Évacuation de la chaleur: Tout en maintenant le lit magnétisé, le fluide circule dans le régénérateur du côté froid vers le côté chaud. Le régénérateur réchauffe graduellement le fluide jusqu'à l'extrémité chaude initialement à  $T_H + \Delta T_H$ . En passant par un échangeur de chaleur, le fluide rejette une partie de sa charge thermique à la source chaude pour revenir à  $T_H$  et se retrouve finalement dans un réservoir chaud. En transmettant sa chaleur au fluide, le régénérateur se refroidit graduellement.

3. Démagnétisation adiabatique: Le fluide étant dans le réservoir chaud, le régénérateur est démagnétisé adiabatiquement ce qui provoque une baisse de température sur toute sa longueur, en fonction de l'EMC local ( $T_{local} - \Delta T_{ad,local}$ ).



**4. Réfrigération:** Tout en maintenant le régénérateur démagnétisé, le fluide circule dans le régénérateur du côté chaud vers le côté froid. Le fluide est refroidi au contact du régénérateur et le fluide froid sortant de l'extrémité du régénérateur, initialement à  $T_C - \Delta T_C$ , peut réfrigérer une charge thermique de la source froide en passant par un échangeur de chaleur. Pendant son passage, le fluide réchauffera graduellement le régénérateur jusqu'à ce qu'il soit prêt pour un autre cycle.

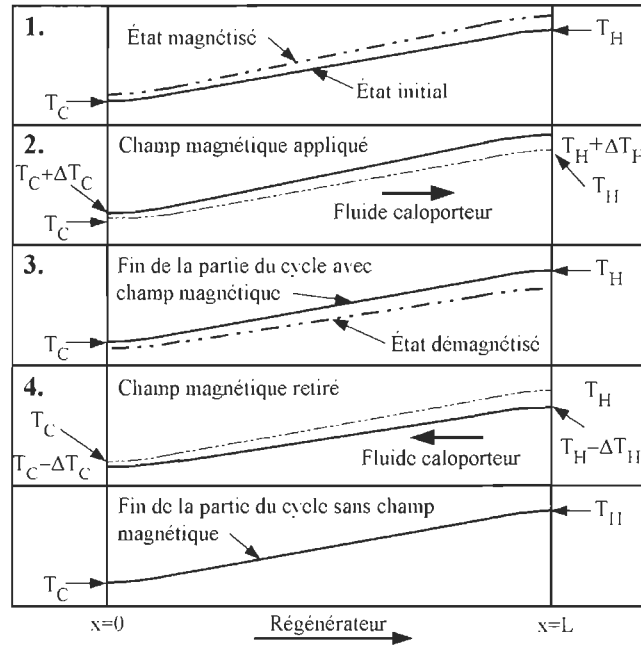


Figure 2.5 : Opération d'un cycle RMA

### 2.2.3 Puissance de réfrigération et introduction du travail dans le cycle RMA

Dans le cycle RMA, la réfrigération est produite en utilisant le fluide sortant du côté froid qui est à une température plus basse que celle de la source froide. Sur un cycle, la puissance de réfrigération,  $\dot{Q}_C$ , et le taux d'évacuation de chaleur à la source chaude,  $\dot{Q}_H$ , sont évalués similairement par les relations suivantes :

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_f c_{p,f} (\Delta T_C)_f \quad \text{et} \quad \dot{Q}_H = \dot{m}_f c_{p,f} (\Delta T_H)_f, \quad (2.3 \text{ et } 2.4)$$

où  $c_{p,f}$  est la chaleur spécifique et  $\dot{m}_f$ , le débit massique de fluide caloporteur et :

$$(\Delta T_H)_f = T_{out,f,B \max} - T_H \quad \text{et} \quad (\Delta T_C)_f = T_C - T_{out,f,B \min}. \quad (2.5 \text{ et } 2.6)$$

Le travail de magnétisation requis par le cycle est principalement introduit en s'opposant physiquement aux forces magnétiques impliquées. En ce qui concerne la magnétisation/démagnétisation cyclique du régénérateur, il est peu pratique d'activer et de désactiver l'aimant supraconducteur car l'opération cause des pertes d'énergie et limite la fréquence du cycle. Il est plus avantageux de déplacer le régénérateur par rapport au champ magnétique. Durant la magnétisation, les forces magnétiques attirent le régénérateur dans le champ magnétique. Comme la magnétisation augmente lorsque le régénérateur est refroidi tout en gardant le champ constant, une force magnétique plus grande doit être combattue pour retirer le régénérateur du champ et le démagnétiser. Le travail fait pour compenser la différence entre les deux forces constitue la quantité de travail net introduite dans le cycle. Dans un design idéal, les forces appliquées pour démagnétiser une quantité de réfrigérant seront partiellement contrebalancées par les forces produites par la magnétisation d'une autre quantité de réfrigérant. La structure du régénérateur devra aussi résister à ces contraintes internes. Les forces magnétiques sont évaluées en considérant la magnétisation des matériaux par l'équation suivante :

$$d\vec{F} = [(\vec{M} \bullet \nabla) \vec{B}_{app}] dV, \quad (2.7)$$

où  $\vec{M}$  est la magnétisation du matériau par unité de volume,  $\vec{B}_{app}$  est le champ magnétique appliqué au matériau et  $dV$  est le volume de l'élément.

Le cycle RMA a été défini comme des périodes de régénération ponctuées de périodes de magnétisation/démagnétisation adiabatiques. Dans la pratique, on introduit le régénérateur magnétique avec une vitesse finie dans un champ magnétique dont l'intensité est plus ou moins homogène dans l'espace. Il se magnétise graduellement sur un temps non négligeable. Il peut donc être parfois plus pratique de concevoir un appareil dans lequel le fluide caloporteur est circulé en même temps que l'on magnétise ou démagnétise le régénérateur. Avec une telle magnétisation ni isotherme ni adiabatique, le cycle n'est plus purement une série de cycles de réfrigération de Brayton magnétiques parfaits, mais un mélange entre une série de cycles Carnot et de Brayton. C'est le cas pour l'appareil de test des régénérateurs magnétiques (AMRTA) décrit dans le chapitre 5

et avec lequel nous avons effectué les expériences décrites dans le chapitre 6. Ceci complique la modélisation et l'analyse du cycle, mais pourrait avoir des avantages pour le design ou même l'efficacité. Toutefois, par simplicité, le cycle RMA sera analysé dans cet ouvrage comme la première définition, un chevauchement de cycles de Brayton.

## 2.3 Régénérateurs magnétiques actifs multicouches

### 2.3.1 Principe de l'utilisation des multicouches et formule du profil idéal de $\Delta T_{ad}(T)$

Pour transmettre l'énergie de la source froide à la source chaude, il est important d'avoir un EMC adéquat tout le long du régénérateur. Dans la section 2.1, nous avons présenté que l'EMC décroît rapidement lorsque la température du matériau s'éloigne de la température de transition magnétique. D'autre part, en utilisant la capacité du fluide à absorber et à rejeter de la chaleur et la seconde loi de la thermodynamique pour un régénérateur magnétique actif, on a établi une formule selon laquelle l'EMC du matériau devrait être proportionnel à la température suivant la relation<sup>1,17-18</sup> :

$$\Delta T_{ad}^{ideal}(T) = \frac{\Delta T_{ad}(T_{ref})}{T_{ref}} T, \quad (2.8)$$

où  $\Delta T_{ad}^{idéal}$  est la fonction idéale que prendrait le EMC en terme de variation adiabatique de température. Ce profil est illustré à la figure 2.6.

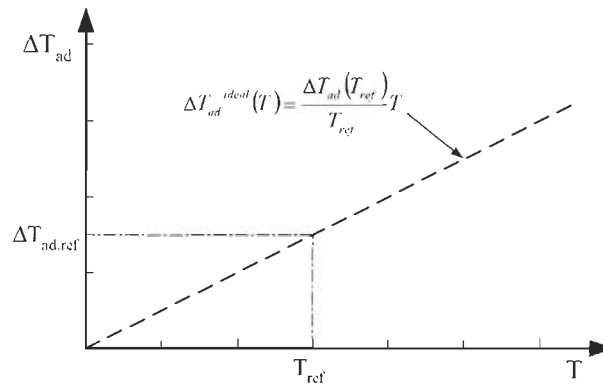


Figure 2.6 : Illustration de la relation  $\Delta T_{ad}^{idéal}(T)$

Il s'agirait du seul profil d'EMC qui permettrait de ne pas produire d'entropie dans un cycle RMA idéal. Cette relation considère un régénérateur idéal où il n'y a pas de pertes par conduction thermique et où le transfert de chaleur solide-fluide est instantané (coefficient de transfert thermique infini). On fait aussi l'hypothèse qu'on utilise un régénérateur balancé, c'est à dire que la masse thermique du fluide circulée est identique pour les parties évacuation de la chaleur et réfrigération du cycle. Plus encore, on fait l'hypothèse que la chaleur spécifique et le débit massique du fluide sont constants et que les périodes d'écoulement sont identiques. Dans un réfrigérateur réel avec des pertes, la génération d'entropie modifierait légèrement la relation (2.8) en augmentant la pente nécessaire pour produire une réfrigération équivalente.

Combiner plusieurs couches de réfrigérants magnétiques en un seul régénérateur multi-matériaux (multicouches) fut donc proposé<sup>14</sup> pour augmenter l'EMC dans le régénérateur et refléter la formule (2.8). L'utilisation de plusieurs matériaux maximiserait le travail utile par unité de masse de matériaux et augmenterait l'efficacité du régénérateur. Ainsi, les réfrigérateurs magnétiques pourront produire une plus grande diminution de température et une puissance de réfrigération plus élevée. Les courbes d'EMC pour une variation de champ magnétique de 0-2 T pour quatre matériaux ayant une transition de second ordre sont illustrées dans la figure 2.7<sup>19</sup>. On y a aussi illustré la pente de relation linéaire (2.8) avec le point de Curie du gadolinium comme référence.

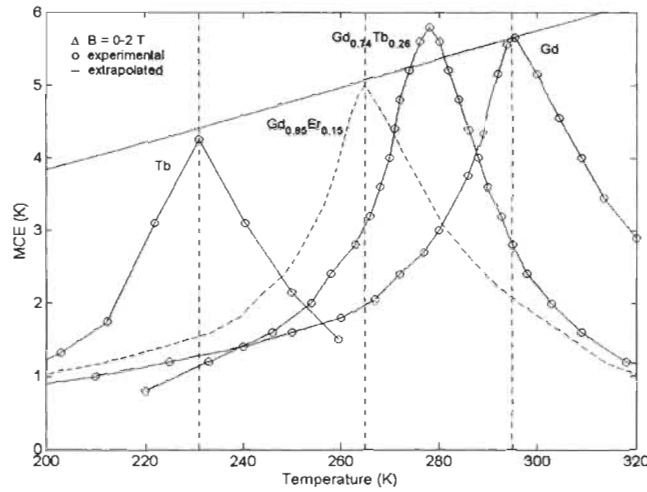


Figure 2.7 : Courbes de  $\Delta T_{ad}^b$  pour une variation de champ magnétique 0-2 teslas<sup>19</sup>

La conception et l'optimisation d'un réfrigérateur magnétique apportent une série de questions. Dans quelle mesure la combinaison de différents matériaux permettra-t-elle d'augmenter le travail fait sur le régénérateur, et donc la puissance de réfrigération? Qu'arrive-t-il lorsque les matériaux que l'on combine ne suivent pas exactement la pente idéale du EMC? Comment le matériau opérera-t-il lorsque  $T > T_{Curie}$ , où le EMC a tendance à diminuer avec la température? Qu'arrive-t-il pour un régénérateur utilisé dans la plage  $T_H > T_{Curie} > T_C$ ? La relation (2.8) a été utilisée comme une règle pour déterminer les performances maximales du matériau et répondre à ces questions. En étant cohérent, pour une plage de température donnée, le  $\Delta T_{ad}(T)$  « utile » des matériaux serait délimité par la pente de la relation (2.8) la plus haute qui puisse être complètement incluse par le profil de  $\Delta T_{ad}(T)$  des matériaux. On pourrait alors calculer la puissance de réfrigération à partir de la relation (2.3) :

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_f C p_f (\Delta T_C)_f,$$

où le  $\Delta T_C$  est déterminé par la pente de la formule (2.8). La déviation des propriétés du matériau par rapport à cette formule serait une source d'inefficacité<sup>18</sup>.

---

<sup>b</sup> Le EMC peut varier selon la pureté pour des matériaux réels, le EMC peut varier d'environ 0.5 K.

Hall et al.<sup>20</sup> ouvrent une voie intéressante et plaident que cette approche n'est pas tout à fait juste, les divers cycles de Brayton n'étant pas directement en séries car ils passent par l'intermédiaire d'un fluide caloporteur. Ils soulignent que ces cycles se chevauchent et acceptent ou rejettent en même temps de l'énergie au fluide et que la formule ne devrait être suivie que pour les extrémités des régénérateurs. Cependant, à notre avis, cet argument ne semble pas valable car le réfrigérateur doit respecter la seconde loi de la thermodynamique quelles que soient les frontières du volume de contrôle que l'on fixe. Si cette relation est valide pour les bouts, ne devrait-elle pas l'être partout dans le régénérateur? Comme le profil de température n'aurait plus besoin d'être linéaire, ils émettent des hypothèses sur le profil de température qui pourrait minimiser l'entropie d'un régénérateur non-idéal. Cependant, ils soutiennent finalement que le gradient de température sera probablement linéaire dans le régénérateur et que l'EMC a peu d'impact sur sa forme. Ces points méritent d'être davantage étayés et étudiés. D'autre part, Samaï li et al.<sup>21</sup> démontrent, en se basant sur un modèle numérique simple, qu'il n'y a pas de profil de  $\Delta T_{ad}(T)$  unique qui donne les meilleures performances et la meilleure efficacité. Le modèle utilisé comprend cependant de la génération d'entropie par transfert de chaleur à travers une différence finie de température. Il devient difficile de tirer une règle générale sur les réfrigérateurs idéaux, mais cela soulève des questions sur la validité de l'équation (2.8).

Qu'arrive-t-il si on utilise un matériau réel, dont le profil de  $\Delta T_{ad}(T)$  ne suit pas le profil idéal de la formule (2.8), pour fabriquer un régénérateur où le transfert de chaleur solide-fluide et fluide-charge thermique est parfait et qu'il n'existe aucune fuite thermique? Suivant cette loi, il y aurait génération d'entropie sans toutefois qu'on identifie un mécanisme qui la produise. Cependant, toute génération d'entropie doit être produite par des phénomènes physiques tels que des fuites thermiques et un transfert de chaleur imparfait. Lorsque est venu le temps d'analyser les résultats de l'expériences décrite dans les chapitres 5 et 6, ce problème nous a aussi mené à douter de la validité des la relation (2.8). L'analyse du cycle RMA du point de vue thermodynamique a donc été reprise pour développer une nouvelle approche du problème. Cette approche, qui doit toutefois être encore raffinée, est décrite à la section 3.1. De plus, dans la section 3.1.2 on

retrouve le détail de la démarche et du raisonnement qui ont mené la relation (2.8) et ce qui est considéré comme des failles y sont soulignées. Malgré ces doutes sur le bien-fondé de cette relation, la raison première pour utiliser les régénérateurs composés de couches de différents matériaux (multicouches), la maximisation de l'EMC tout au long du régénérateur, demeure. De plus, comme l'avaient suggéré Hall et al., un profil d'EMC à privilégier pourrait bien exister mais il se baserait plutôt sur la minimisation de la génération d'entropie dans le régénérateur. Tester le concept des multicouches devient ainsi encore plus nécessaire.

### 2.3.2 Multicouches : tests

La performance d'un régénérateur multicouche a été modélisée numériquement par Shuricht et al.<sup>22</sup> en simulant des couches de  $GdNi_2$  et d'un alliage non spécifié d'Erbium en différentes proportions. Les résultats indiquent que, pour la plage 25-77 K, on obtient une augmentation de 27% de la puissance et de 34% d'efficacité par l'utilisation de 26% de l'alliage d'Erbium par rapport à un régénérateur composé de 100% de  $GdNi_2$ . Ce modèle numérique, comportant plusieurs hypothèses simplificatrices, n'a pas été validé expérimentalement. En fait, le principe de supériorité des régénérateurs multicouches, quoi que largement accepté, n'a jamais été formellement démontré par des expériences.

En 1990, une tentative du David Taylor Research Center<sup>15</sup> s'est avérée infructueuse. On a testé l'abaissement de température maximal d'un régénérateur magnétique multicouche soumis à une variation de champ magnétique de 7T. Ce régénérateur était composé de trois couches d'égale grandeur: une couche de gadolinium (Gd), une couche d'un mélange 50%-50% de particules de gadolinium et de terbium et, enfin, une couche de terbium (Tb). L'abaissement de température n'a été que de 24 K (292K-268 K) pour le régénérateur multicouche alors qu'il avait été de 50 K pour le Gd seul, et cela avec le même appareil et des conditions similaires. Le profil de  $\Delta T_{ad}$  du Gd et du Tb pour un champ de 7 T est illustré à la figure 2.8.

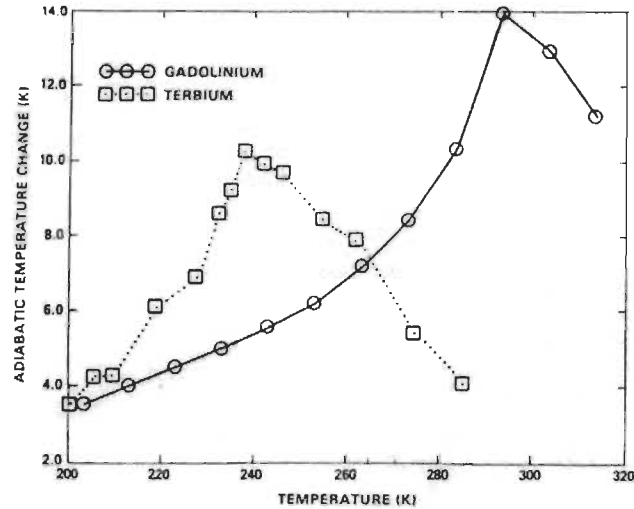


Figure 2.8 :  $\Delta T_{ad}$  du Gd et du Tb soumis à un champ magnétique de 7 teslas<sup>15</sup>

Pourquoi le multicouche a-t-il donné des performances aussi faibles? C'est parce que la température n'a descendu qu'à 268 K ce qui n'est pas suffisant pour que le deuxième matériau présente un avantage. La couche Gd aurait dû être plus importante pour qu'elle puisse abaisser la température du régénérateur jusqu'à la zone où le Tb est vraiment efficace. Dans la couche du milieu on avait utilisé un mélange de Gd et de Tb. Ce n'est pas vraiment un avantage car le matériau ayant l'EMC le plus élevé des deux va chauffer l'autre, créant ainsi de l'entropie. L'EMC moyen ainsi créé sera de plus faible amplitude que si l'on avait utilisé seulement le matériau le plus approprié à la température. Les auteurs suggèrent de réfrigérer le régénérateur par un moyen externe avant son utilisation pour que le Tb soit dans sa plage d'opération optimale lorsque le réfrigérateur est démarré. Cependant, on peut douter de l'efficacité de cette méthode en régime permanent et son application est peu intéressante pour un réfrigérateur commercial qui doit arrêter et redémarrer régulièrement. Une autre approche suggérée, beaucoup plus souhaitable selon nous, serait d'utiliser des matériaux ayant des températures de Curie plus proches. Enfin, il aurait été intéressant de voir si la modification des conditions d'opérations du réfrigérateur, comme le débit de fluide caloporteur, avait pu avoir un impact positif sur les performances.

La démonstration expérimentale de ce principe demeure donc une étape importante vers le développement de liquéfacteurs magnétiques. Nous avons mentionné dans



l'introduction que l'équipe Chubu-Toshiba<sup>10</sup> avait annoncé le développement de prototypes utilisant des alliages de  $Gd_{1-x}Dy_x$  ( $x=0.11, 0.13, 0.16$ ). Cependant, à ce jour, il n'y a aucune publication détaillant leurs expériences. De plus, pour saisir l'impact positif du multicouche, il faut comparer ces résultats avec ceux d'un régénérateur comportant un seul matériau. D'autre part, plusieurs points restent à être analysés plus en profondeur et validés par des expériences. Comment arranger les matériaux? Comment l'efficacité est-elle affectée? Quelles devraient être les propriétés des matériaux mis en commun et quelles seront les conditions d'opération optimales? L'analyse du chapitre 3 et les expériences rapportées dans les chapitres 5 et 6 visent à donner un début de réponse à ces questions.

## **2.4 Éléments d'un réfrigérateur magnétique avec cycle RMA**

### **2.4.1 Géométries et composantes**

Avant d'aller plus loin, il est nécessaire de voir la géométrie et les composantes du système de réfrigération magnétique. Schématisé à la figure 2.9, la géométrie réciproque est relativement simple mais ne permet que de faibles puissances. C'est la géométrie la plus utilisée pour les premiers prototypes de réfrigérateurs magnétiques. On utilise deux régénérateurs cylindriques composés de matériau magnétique poreux et à travers lequel circule le fluide caloporteur. On les dispose symétriquement de part et d'autre de la source froide. On les déplace par rapport au champ magnétique dans un mouvement de va-et-vient de façon à ce que pendant qu'un régénérateur est magnétisé, l'autre soit démagnétisé. Cela permet d'équilibrer un peu mieux les forces magnétiques. Ce mouvement est assuré par un piston ou un moteur. Un piston, situé entre les échangeurs de chaleur du côté chaud (source chaude), assure le déplacement périodique du fluide caloporteur. Ce type de géométrie a l'avantage d'éviter les fuites de fluide caloporteur hors du régénérateur et d'être relativement simple à concevoir.

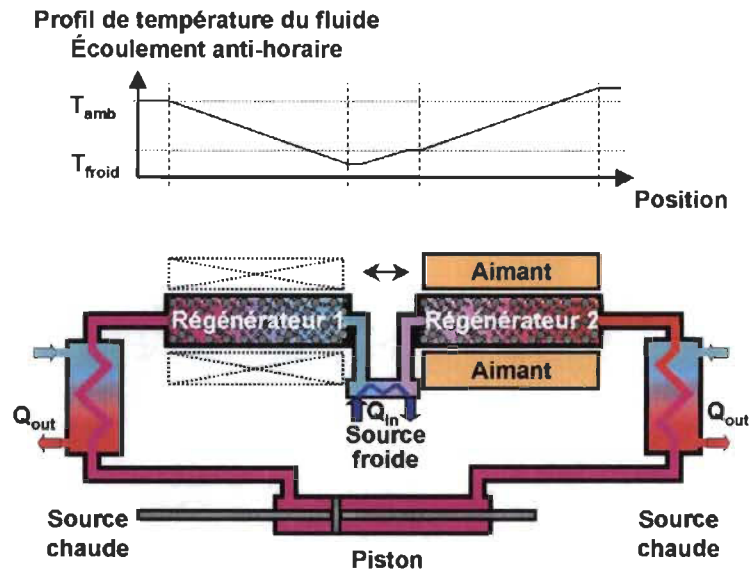


Figure 2.9 : Réfrigérateur avec régénérateurs cylindriques réciproques

Le réfrigérateur magnétique avec régénérateur de type roue<sup>1,23</sup>, présenté à la figure 2.10, est conçu pour de plus grandes puissances de réfrigération. Le régénérateur prend la forme d'un anneau où la régénération se fait de façon radiale. Le rayon intérieur est à la température de la source froide alors que le rayon extérieur est à la température source chaude. En tournant à une fréquence d'opération donnée, chaque segment de la roue se magnétise et se démagnétise périodiquement en entrant et sortant d'une région soumise au champ magnétique. C'est la position angulaire qui détermine la position dans le cycle. Dans cette géométrie, les forces magnétiques sont constantes et balancées, ce qui permet de minimiser la taille du moteur qui assure le mouvement de rotation. Une pompe ou un ventilateur fait circuler le fluide caloporteur de façon radiale dans un écoulement continu, permettant de produire des puissances élevées. Les vitesses d'écoulement du fluide ou de rotation du régénérateur peuvent donc être modifiées facilement. Le fluide évacue l'énergie en passant par un échangeur de chaleur couplé avec la source chaude située à la sortie de la partie magnétisée du régénérateur. Il réfrigère par un autre échangeur couplé à la source froide à la sortie de la partie démagnétisée du régénérateur. Le désavantage de cette géométrie est la difficulté à minimiser le court-circuitement du cycle par le fluide caloporteur. Le prototype AMRL de l'université de Victoria, ayant une géométrie de type roue, n'a pas livré les performances prévues en partie à cause de cette faiblesse.

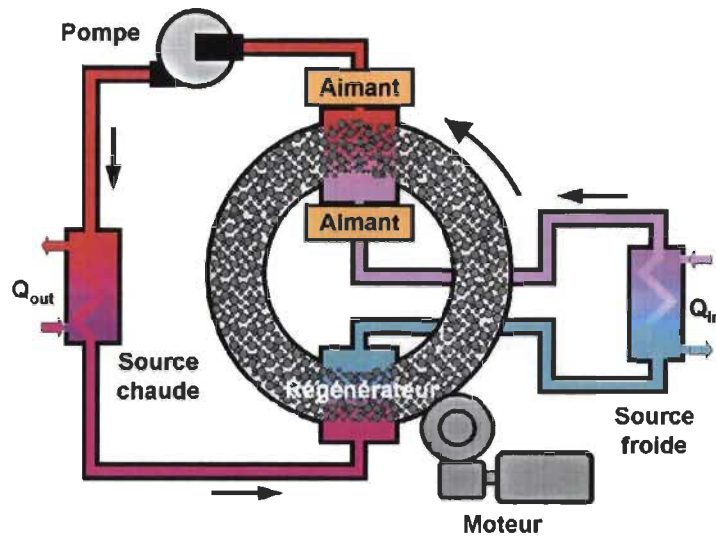


Figure 2.10 : Réfrigérateur avec régénérateur magnétique de type roue

D'autres designs s'inspirant de ces deux géométries ont aussi été développés. Zimm et al<sup>24</sup> déposaient récemment un brevet pour un réfrigérateur magnétique à lit rotatif différent de la géométrie roue décrite ci-haut. Dans cette nouvelle géométrie le fluide ne circule pas de façon radiale mais tangentielle, et ce, dans un régénérateur anneau divisé en sections (pointes de tartes). Il s'agit en quelque sorte de la combinaison des géométries réciproque et roue car chaque section est similaire à des régénérateurs réciproques disposés bout à bout sur la circonférences. De nouveaux designs où c'est l'aimant qui tourne par rapport au régénérateur et non le contraire sont aussi envisagés<sup>25</sup>.

#### 2.4.2 Design de prototypes

La réalisation d'un réfrigérateur magnétique est confrontée à beaucoup d'inconnues. Il serait intéressant de pouvoir utiliser une simulation numérique permettant de prévoir les performances et de trouver le design idéal pour les atteindre. Cependant, pour ce faire, il faudrait un modèle validé utilisant des équations non-linéaires reflétant exactement la géométrie, les propriétés des matériaux et du fluide, l'environnement et les conditions d'opération choisies. Cela ne semble pas avoir été accompli à ce jour. Cette question sera abordée dans le chapitre 4. Actuellement, le design des prototypes est plutôt

fait de façon itérative, en se basant principalement sur l'expérience en réfrigération magnétique et sur les régénérateurs thermiques passifs. À titre d'exemple, une brève description d'une méthodologie de design d'un prototype de liquéfacteur magnétique de gaz naturel est présentée ci-dessous<sup>26</sup> pour en illustrer la complexité. Confronté à divers problèmes de design, ce liquéfacteur n'a toutefois jamais livré de performances satisfaisantes. Il ne s'agit que d'un survol, le calcul des performances thermiques du régénérateur et des pertes est abordé en détail dans la section 3.2.

#### a) Type de réfrigérateur magnétique et matériaux

- Sélectionner une géométrie et le cycle en fonction des objectifs de performances et du but de l'appareil.
- Fixer l'intensité du champ magnétique en fonction du type d'aimant retenu selon les contraintes technologiques, économiques et d'espace.
- Sélectionner les matériaux magnétiques en fonction de leurs EMC dans la plage de température voulue et les disposer de façon à suivre la relation (2.8).

#### b) Conception du régénérateur

Le régénérateur magnétique actif doit être conçu de façon à minimiser les pertes de pression, la conductivité thermique longitudinale et les courants de Foucault tout en maximisant l'échange de chaleur solide-fluide. Généralement, il s'agit d'un lit de particules sphériques. D'autres types de milieux poreux pourraient être de meilleurs régénérateurs magnétiques actifs, mais la fabrication à petite échelle de géométries complexes avec des matériaux magnétiques spéciaux est longue et coûteuse.

#### c) Conditions d'opération

- Fixer un débit de fluide caloporteur.
- Calculer la puissance de réfrigération avec l'équation (2.3) :

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_f C_{p_f} (\Delta T_C)_f,$$

où :

$$(\Delta T_C)_f = \Delta T_{ad,C} - \frac{1}{2} \Delta T_{\dot{E}coulement} - \Delta T_{Pertes}, \quad (2.9)$$

où  $\Delta T_{ad,C}$  est l'EMC du côté froid du régénérateur,  $\Delta T_{\dot{E}coulement}$  est la baisse de température dans le réfrigérant pendant la période d'échange thermique avec le fluide et  $\Delta T_{Pertes}$  est causé principalement par l'inefficacité thermique du régénérateur.

- Estimer la masse totale de matériau nécessaire ( $M_s$ ) et la fréquence ( $f$ ) d'opération pour produire cette réfrigération avec une équation reliant l'énergie reçue par le fluide à celle transmise par le solide :

$$m_f C_p (T_H - T_C) = M_s f C_s \Delta T_{\dot{E}coulement}. \quad (2.10)$$

#### d) Travail de magnétisation

- Calculer les pertes de pression et le coefficient de transfert de chaleur à l'aide de corrélations plus ou moins précises.
- Estimer la puissance à fournir pour la magnétisation et la démagnétisation du régénérateur en additionnant le travail de réfrigération idéal aux pertes provenant des fuites de chaleur vers le régénérateur et des sources d'échauffement parasites;

$$\dot{W}_{mag} = \dot{W}_{idéal} + \dot{W}_{pertes}. \quad (2.11)$$

- Vérifier la puissance à fournir en se basant sur des estimations pour la magnétisation. Le travail net pour la magnétisation par unité de masse de matériau ( $m_s$ ) peut être grossièrement estimé en utilisant des valeurs moyennes dans l'équation:

$$\frac{\dot{W}_{mag}}{m_s} \cong \Delta T_{ad} \Delta s \cong \Delta T_{ad} \left( \frac{C_s \Delta T_{\dot{E}coulement}}{T} \right); \quad (2.12)$$

Alors,

$$\dot{W}_{mag} = \frac{\dot{W}_{mag\_moyen}}{m_s} M_s f. \quad (2.13)$$

- Calculer la puissance à fournir au système de pompage à partir des pertes de pression dans le régénérateur et dans le système.

#### e) Conception de la balance du système

On doit déterminer les caractéristiques de l'aimant, du système de pompage, de tous les éléments mécaniques, de l'isolation, de la tuyauterie et de l'instrumentation. De nombreux problèmes liés aux pertes par friction, à l'étanchéité et à l'utilisation d'un champ magnétique puissant doivent être surmontés.

En conclusion, il s'agit d'une entreprise complexe. La conception étant ponctuée d'estimations et de sources d'erreurs, l'incertitude face à l'atteinte des objectifs est grande et rien n'indique que les performances de l'appareil seront optimales. Pour toutes ces raisons, il est très important de continuer à approfondir les connaissances en réfrigération magnétiques tant par des expériences, par des simulations que par le raffinement et le développement de relations analytiques.

### CHAPITRE 3 : ANALYSE DU CYCLE DE RÉFRIGÉRATION RMA

L'analyse du cycle de réfrigération RMA est loin d'être triviale compte tenu du rôle de régénérateur passif et de réfrigérant du régénérateur magnétique actif. Dans ce chapitre, nous traitons d'une part, du cycle RMA idéal et d'autre part, de la génération d'entropie dans le régénérateur, c'est à dire, des pertes. Ce chapitre s'est ajouté au mandat initial de ce travail de maîtrise pour permettre l'analyse des résultats des expériences décrites dans les chapitres 5 et 6.

D'abord, nous tenterons de définir ce que devrait être un régénérateur magnétique idéal par analyse thermodynamique. Le cycle RMA est composé d'une série de cycles de Brayton magnétiques se chevauchant et transmettant l'énergie par l'intermédiaire du fluide caloporteur. Pour que le régénérateur magnétique soit efficace sur toute sa longueur, de la source chaude à la source froide, le profil de l'EMC en fonction de la température doit d'abord être adéquat. Des équations, dont le but était de décrire la relation  $\Delta T_{ad}(T)$  « idéale », ont permis de retrouver la relation (2.8):

$$\Delta T_{ad}^{ideal}(T) = \frac{\Delta T_{ad}(T_{ref})}{T_{ref}} T .$$

Nous exposons ici ce qui nous semble être des failles dans l'analyse qui a mené à l'utilisation de cette formule comme une règle. Nous décrivons par la suite une nouvelle approche qui tend vers une conclusion différente. Nous devons toutefois continuer à raffiner cette approche pour obtenir des relations plus utiles répondant aux questions liées au design d'un réfrigérateur magnétique.

Comme suite au constat fait dans la première partie, nous croyons que se concentrer sur la minimisation des pertes dans le régénérateur est la meilleure façon de se rapprocher d'un cycle idéal. Dans la deuxième partie de ce chapitre, nous analyserons donc la génération d'entropie dans un régénérateur réel. L'objectif de cette analyse est de permettre de développer les critères les plus précis possibles pour évaluer la géométrie interne des régénérateurs et la combinaison des matériaux magnétiques.

### 3.1 Régénérateur magnétique actif idéal

#### 3.1.1 Cycle RMA réversible

Pour déterminer s'il existe vraiment un profil de  $\Delta T_{ad}(T)$  idéal, il faut d'abord définir ce que l'on entend par idéal. Pour cela, on fait l'hypothèse qu'il n'y a aucun échauffement dans le régénérateur causé par la conduction longitudinale ou avec le milieu ambiant, par échauffement visqueux ou par des courants de Foucault. Par la suite on fait l'hypothèse d'un transfert de chaleur infiniment efficace entre le solide et le fluide. C'est équivalent à faire l'hypothèse que les températures du réfrigérant et du fluide atteignent instantanément l'équilibre thermique au contact. La température du fluide et du réfrigérant sont donc identiques pendant tout le cycle de réfrigération. Pour affirmer qu'un cycle RMA est idéal, il faut aussi faire abstraction de la création d'entropie lors des interactions avec la source froide et la source chaude. Avec le cycle RMA, composé d'une infinité de cycles Brayton, il est évident qu'il y aura génération d'entropie aux extrémités car on se sert de la chaleur sensible d'un fluide pour faire l'échange thermique avec une source dont la température est constante. Cette génération d'entropie devra faire l'objet d'une future analyse. Elle se produit toutefois à l'extérieur du régénérateur, cela n'affecte donc pas l'analyse de la génération d'entropie à l'intérieur du régénérateur. On peut y faire abstraction en posant l'hypothèse que la température des sources chaudes et froides suit celle du fluide qui entre ou sort du régénérateur.

Posons un régénérateur de longueur  $L$  tel qu'illustré à la figure 3.1 :

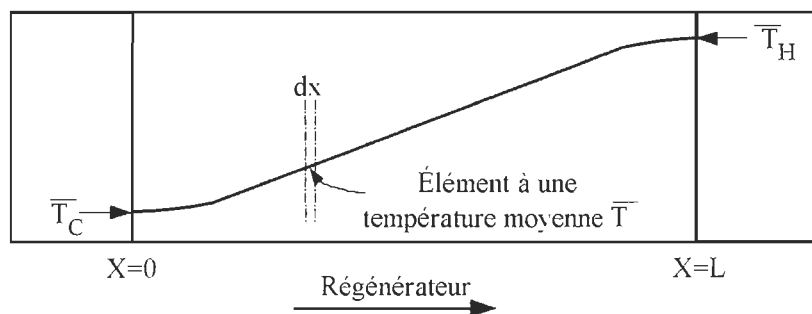


Figure 3.1 : Gradient de température dans un régénérateur



La figure 3.2 illustre le cycle et les différents transferts d'énergie pour un élément de régénérateur  $dx$  de la figure 3.1.

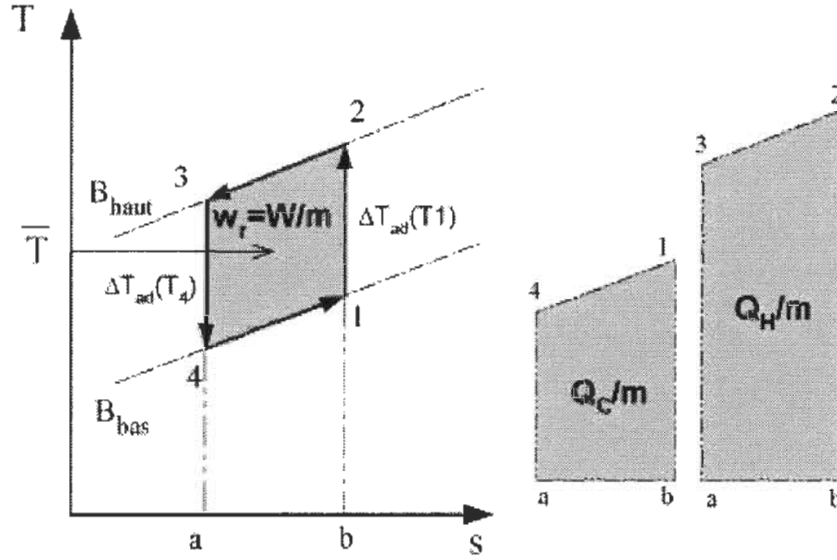


Figure 3.2 : Flux de chaleur pour un cycle de réfrigération de Brayton magnétique

Dans la figure 3.2, la surface 3-2-b-a représente la quantité de chaleur évacuée ( $Q_H/m$ ) et la surface 4-1-b-a représente la quantité de chaleur absorbée par unité de masse de matériau magnétique ( $Q_C/m$ ). La surface 1-2-3-4, la différence entre les deux surfaces précédentes, représente le travail fait par unité de masse de réfrigérant ( $w_r = W_r/m$ ).

### 3.1.2 Origine du profil de $\Delta T_{ad}(T)$ idéal

Depuis les débuts du développement du cycle RMA, on a recherché quel devrait être le profil d'EMC adéquat, voir idéal<sup>1, 17-18, 27-28</sup>. On est arrivé à la relation (2.8) qui a permis de déterminer la réfrigération maximale théorique. Cette relation a aussi servi à fixer le critère pour les recherches de nouveaux matériaux plus performants<sup>18, 29</sup>. Le développement des régénérateurs magnétiques actifs s'est d'abord basé sur celui des régénérateurs thermiques passifs qui ont largement été étudiés. Dans un régénérateur passif, où la source de travail est extérieure, le profil de température est essentiellement linéaire. Pour la RM on a donc implicitement considéré que le profil de température serait linéaire lui aussi. Cependant, en RM, c'est dans le régénérateur que tout le travail de

réfrigération est fourni et c'est le travail qui permet la formation du gradient de température. Il s'agit, à notre avis, de la source de la confusion qui a mené à la formule du profil de  $\Delta T_{ad}(T)$  idéal. Dans cette section, les raisonnements basés sur la seconde loi de la thermodynamique qui ont mené à cette relation sont repris.

### 3.1.2.1 Obtention du profil de $\Delta T_{ad}(T)$ par l'application de la seconde loi de la thermodynamique aux sources froide et chaude

Pour commencer, analysons la façon de dériver la relation décrite par Barclay<sup>1</sup> et Reid et al.<sup>18</sup> On considère un réfrigérateur idéal tel que défini plus haut. La puissance de réfrigération se limite à la charge thermique que le fluide caloporteur peut absorber de la source froide ou évacuer à la source chaude. Celle-ci peut être calculée par les équations (2,3 et 2.4):

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_f C p_f (\Delta T_C)_f \text{ et } \dot{Q}_H = \dot{m}_f C p_f (\Delta T_H)_f ,$$

où  $(\Delta T_C)_f$  représente la différence de température entre le fluide sortant du côté froid du régénérateur et la source froide,  $T_C$ , alors que  $(\Delta T_H)_f$  est la différence entre le fluide sortant du côté chaud et la source chaude,  $T_H$ . Selon les auteurs, la seconde loi de la thermodynamique indique qu'il n'y a pas de génération d'entropie pour un cycle réversible, nous aurons:

$$\frac{T_H}{T_C} = \left( \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_C} \right)_{rev} = \frac{\dot{m}_f C p (\Delta T_H)_{fluide}}{\dot{m}_f C p (\Delta T_C)_{fluide}} . \quad (3.1)$$

On fait l'hypothèse que le régénérateur est balancé, c'est à dire que la capacité thermique du fluide (la chaleur spécifique du fluide multipliée par le débit massique) est égale pour les parties absorption et évacuation de l'énergie du cycle. L'équation (3.1) se réduira alors à :

$$\frac{T_H}{T_C} = \left( \frac{\Delta T_H}{\Delta T_C} \right)_{fluide} . \quad (3.2)$$

D'autre part, le transfert de chaleur entre le fluide et le réfrigérant est infini par

hypothèse, les deux sont donc à la même température, alors :

$$\frac{T_H}{T_C} = \left( \frac{\Delta T_H}{\Delta T_C} \right)_{\text{réfrigérant}} . \quad (3.3)$$

La deuxième hypothèse est que la masse thermique du solide est beaucoup plus grande que celle du fluide. À partir de cela, on affirme donc que la température du solide ne variera pas au cours d'un cycle, alors l'équation 3.3 devient:

$$\frac{T_H}{T_C} = \frac{\Delta T_{ad,H}}{\Delta T_{ad,C}} . \quad (3.4)$$

En généralisant sur toute la longueur du régénérateur, on exprime cette équation par la relation (2.8) bien connue:

$$\Delta T_{ad}^{ideal}(T) = \frac{\Delta T_{ad}(T_{ref})}{T_{ref}} T .$$

Le problème dans ce raisonnement se situe d'abord dans l'équation (3.1) puis dans le passage entre l'équation (3.3) et (3.4). La quantité de chaleur échangée doit être calculée sur toute la période d'écoulement. On ne peut faire un lien direct entre l'énergie échangée à un moment précis  $t_1$  lors de l'absorption d'énergie et un autre moment  $t_2$  plus tard dans le cycle, au moment de l'évacuation de l'énergie. C'est ce que l'équation (3.1) fait. Le rapport doit être fait sur le total de l'énergie absorbée dans un cycle et le totale de l'énergie rejetée dans le cycle. L'EMC représente la différence de température entre l'extrémité du régénérateur et la source correspondante, mais seulement au début de chaque partie du cycle. Pendant la période de réfrigération ou d'évacuation de la chaleur, la différence de température entre le régénérateur et la source se réduira progressivement. Passer de l'équation (3.3) à (3.4) est donc aussi une erreur. Ce sont la chaleur spécifique du matériau magnétique et le gradient de température local qui détermineront le taux de réduction de cette différence, représentant la quantité puissance dégagée ou absorbée. On a donc fait implicitement deux hypothèses, celle que le profil de température est linéaire et que  $\left( \frac{ds}{dT} \right)_B$  est constante. Cette dernière hypothèse est relativement valable pour

lorsqu'on considère un intervalle de température totalement sous ou totalement au-dessus de la température de transition du matériau magnétique. Cependant, rien ne permet d'affirmer que le gradient de température est constant, la deuxième hypothèse.

Pour soutenir le fait de ne pas tenir compte de l'abaissement de température dans le solide lors du cycle de réfrigération, on a donné l'argument que le réfrigérant a une masse thermique beaucoup plus élevée que le fluide caloporteur. Cependant, pour produire une quantité utile de réfrigération, il est essentiel qu'une quantité d'énergie soit échangée avec le fluide et que la température du réfrigérant soit affectée. Admettant que dans un régénérateur idéal, seulement une quantité infime de réfrigération soit produite à chaque cycle, on aura alors dans le régénérateur un gradient de température pratiquement infini et dont la grandeur dépendra de l'EMC local. Ce gradient de température pratiquement infini variera pendant la période d'écoulement du fluide, même si cette période est très courte, et on ne peut donc pas négliger les variations de gradient de température au cours d'un cycle.

Il est toutefois possible que, dans une autre analyse, la minimisation de l'entropie dans l'interaction avec les sources dicte que l'EMC devrait suivre l'équation (3.4) aux extrémités du réfrigérant. Mais dans ce cas, rien n'indique que l'on pourra généraliser cette équation à tout le régénérateur pour obtenir la formule (2.8).

### 3.1.2.2 Obtention du profil $\Delta T_{ad}(T)$ par l'application de la seconde loi de la thermodynamique à un point dans le régénérateur

Cross et al.<sup>17</sup>, en s'appuyant sur Taussig et al.<sup>27</sup>, arrivent à ce même profil idéal de  $\Delta T_{ad}(T)$  en utilisant une analyse légèrement différente. En considérant un régénérateur idéal, les auteurs soutiennent que l'énergie absorbée ou rejetée au fluide pour une section  $dx$  de régénérateur est :

$$Q_{rej,f}(x) = m_f C_{p,f} dT_{B\max,f}(x) \quad (3.5)$$

$$\text{et } Q_{abs,f}(x) = m_f C_{p,f} dT_{B\min,f}(x). \quad (3.6)$$

De la deuxième loi de la thermodynamique, on obtient que:

$$\frac{Q_{rej,f}}{T_{B\max,f}(x)} = \frac{Q_{abs,f}}{T_{B\min,f}(x)}. \quad (3.7)$$

La chaleur évacuée ou absorbée par le fluide est égale à l'énergie transférée par le réfrigérant. En incorporant les équations (3.5) et (3.6) dans (3.7) et en considérant une masse thermique de fluide constante dans le cycle, on retrouve :

$$\frac{dT_{B\max,f}(x)}{T_{B\max,f}(x)} = \frac{dT_{B\min,f}(x)}{T_{B\min,f}(x)}. \quad (3.8)$$

Comme dans un régénérateur idéal, avec un transfert de chaleur parfait, la température du fluide doit être égale à celle du fluide, on peut substituer la température du réfrigérant à la température du fluide. En intégrant de chaque côté, on trouve l'équation :

$$\int_x \frac{dT_{B\max,r}(x)}{T_{B\max,r}(x)} = \int_x \frac{dT_{B\min,r}(x)}{T_{B\min,r}(x)}. \quad (3.9)$$

La solution de l'intégrale indéfinie est :

$$\ln T_{B\max,r}(x) = \ln T_{B\min,r}(x) + C. \quad (3.10)$$

Alors on arrive alors à une relation pour les températures dans le régénérateur,

$$\frac{T_{B\max,r}(x)}{T_{B\min,r}(x)} = K. \quad (3.11)$$

De cette équation, nous pouvons retrouver le profil de  $\Delta T_{ad}(T)$  idéal de la relation (2.8).

En la manipulant, on retrouvera :

$$K - 1 = \frac{T_{B\max,r}(x)}{T_{B\min,r}(x)} - \frac{T_{B\min,r}(x)}{T_{B\min,r}(x)} = \frac{\Delta T_{ad}(x)}{T_{B\min,r}(x)}. \quad (3.12)$$

En déterminant la valeur de K-1 à l'aide d'un point de référence et on retrouve la formule (2.8) :

$$\Delta T_{ad}^{ideal}(T) = \frac{\Delta T_{ad}(T_{ref})}{T_{ref}} T.$$

Le problème avec cette analyse se situe dans le fait que l'on a encore négligé la variable du temps pour arriver aux équations dans les équations (3.4) à (3.6). Au départ, on devrait plutôt considérer que la « puissance » rejetée et absorbée pour une section  $dx$  de régénérateur qui sera exprimée par :

$$\dot{Q}_{rej,f}(x) = \dot{m}_f C p_f dT_{B \max,f}(x) \quad (3.13)$$

$$\text{et } \dot{Q}_{abs,f}(x) = \dot{m}_f C p_f dT_{B \min,f}(x). \quad (3.14)$$

La deuxième loi de la thermodynamique, nous dicte que pour un cycle où il n'y a pas de génération d'entropie, nous avons:

$$\int_{Cycle} \frac{\partial S}{\partial t} dt = 0. \quad (3.15)$$

Pour un cycle où les périodes d'écoulement ( $\tau$ ) identiques lors du rejet et l'absorption de la chaleur, nous avons :

$$\int_0^\tau \frac{\partial S_{rej,f}}{\partial t} dt = \int_\tau^{2\tau} \frac{\partial S_{abs,f}}{\partial t} dt. \quad (3.16)$$

En utilisant la « puissance » rejetée ou absorbée pour décrire la variation d'entropie, plutôt qu'à l'expression (3.7), nous arrivons à :

$$\int_0^\tau \frac{\dot{Q}_{rej,f}(x)}{T_{B \max,f}(x)} dt = \int_\tau^{2\tau} \frac{\dot{Q}_{abs,f}(x)}{T_{B \min,f}(x)} dt. \quad (3.17)$$

La chaleur évacuée ou absorbée par le fluide est l'énergie transférée par le réfrigérant. En incorporant les équation (3.14) et (3.15) dans (3.17) et en considérant une masse thermique de fluide constante dans le cycle, on retrouve :

$$\int_0^\tau \frac{dT_{B \max,f}(x)}{T_{B \max,f}(x)} dt = \int_\tau^{2\tau} \frac{dT_{B \min,f}(x)}{T_{B \min,f}(x)} dt. \quad (3.18)$$

Cette expression n'est pas l'équivalent de l'expression (3.8). La démonstration de Cross et al. qui résulte en un profil de  $\Delta T_{ad}(T)$  idéal est donc basée sur des hypothèses trop simplistes.

### 3.1.2.3 Obtention du profil $\Delta T_{ad}(T)$ par analyse du transport de l'entropie

On est aussi arrivé à l'équation (2.8) en faisant le bilan des flux et de la génération d'entropie<sup>28</sup>. Pour arriver à ce résultat, on a fait les hypothèses que pendant le transfert de chaleur avec le fluide, le gradient de température reste constant et que l'abaissement de température dans le solide est négligeable. Faire ces hypothèses, c'est assumer que le gradient de température et  $\left(\frac{ds}{dT}\right)_B$  doivent être constants dans le régénérateur. Plus le gradient de température est élevé, plus il diminuera pendant la période de réfrigération et augmentera dans la période d'évacuation de chaleur pour transmettre la même quantité d'entropie. La valeur de  $\left(\frac{ds}{dT}\right)_B$  influencera aussi la diminution ou l'augmentation du gradient de température. On a donc, en quelque sorte, bloqué des degrés de liberté du régénérateur qui permettent d'équilibrer les flux d'entropie.

### 3.1.3 **Application de la seconde loi dans le cycle RMA réversible**

Notre approche dans l'application de la deuxième loi de la thermodynamique est différente. Cette loi énonce que : « S'il y a plusieurs machines thermiques cycliques opérant entre les températures  $T_1$  et  $T_2$ , toutes celles qui sont réversibles auront la même efficacité et l'efficacité de celles qui ne le sont pas ne pourra jamais excéder cette efficacité. » Pour qu'un ensemble de réfrigérateurs fonctionne de façon réversible, quel que soit l'arrangement (en parallèle, en série ou se chevauchant), nous croyons donc qu'il faut remplir deux conditions :

- A) Les réfrigérateurs transfèrent entre-eux l'énergie de façon réversible, c'est à dire qu'il y a continuité de température dans les contacts entre réfrigérateurs.
- B) Chaque réfrigérateur fonctionne de façon réversible.

Une fois que ces deux conditions satisfaites, il ne reste plus qu'à assembler les machines thermiques de façon à produire l'effet voulu : transporter une quantité d'énergie déterminée d'une température à une autre.

- Pour satisfaire la condition A), le régénérateur doit avoir un gradient de température continu tout au long du cycle. Lorsqu'on considère le régénérateur comme une somme de

petits régénérateurs d'une longueur  $dx$ , chaque régénérateur absorbe ou évacue une petite part de la charge thermique. Si le gradient de température est continu, les régénérateurs se relaient l'absorption de cette énergie sans saut de température, sans discontinuité de température à l'interface d'éléments  $dx$ . Posons un régénérateur ayant un gradient de température continue au départ : une chaleur spécifique continue assure qu'il restera continu pendant toute la période d'écoulement du fluide et un EMC continu assure qu'il le reste après les étapes de démagnétisation ou de magnétisation. Les matériaux magnétiques réels ont bel et bien un EMC et une chaleur spécifique continus. La superposition de matériaux différents ajoutera cependant un élément de discontinuité dont il faudra éventuellement évaluer l'impact, mais dans cette analyse, on considère le profil  $\Delta T_{ad}(T)$  d'un seul matériau, le matériau idéal.

- Pour satisfaire la condition B), le cycle thermodynamique doit être réversible pour chaque élément  $dx$ . Comme on a fait abstraction de la création d'entropie lors du transfert de chaleur avec les sources chaudes et froides dans les bouts des régénérateurs, le EMC étant un phénomène réversible, chaque segment  $dx$  peut être considéré comme un réfrigérateur réversible.

Résultat : dans ce raisonnement, il n'y a aucune contrainte sur  $\Delta T_{ad}(T)$ .

### 3.1.4 Application de la seconde loi de la thermodynamique et gradient de température

Pour mesurer l'efficacité d'un cycle de réfrigération, on utilise le coefficient de performance (COP)<sup>°</sup>. Le COP représente la quantité d'énergie absorbée à la source froide sur le travail qu'on a dû fournir pour l'évacuer. En se servant de la première loi de la thermodynamique, nous pouvons l'exprimer comme suit pour un cycle de réfrigération<sup>30</sup> :

$$COP = \frac{Q_C}{W} = \frac{Q_C}{Q_H - Q_C}. \quad (3.19)$$

---

<sup>°</sup> Coefficient of Performance



Suivant la deuxième loi de la thermodynamique, le COP d'un cycle idéal sera exprimé par :

$$\frac{Q_c}{W_{\text{idéal}}} = \frac{T_c}{T_H - T_c}. \quad (3.20)$$

En remplaçant dans l'équation le travail total idéal ( $W_{\text{idéal}}$ ) par le travail moyen par unité de masse de réfrigérant ( $\bar{w}_r$ ), nous réécrivons l'équation (3.20) comme :

$$\frac{T_H - T_c}{M_r} = \frac{T_c}{Q_c} \bar{w}_r, \quad (3.21)$$

où  $M_r$  est la masse totale de réfrigérant dans le régénérateur. Reprenons cette équation mais seulement pour un élément infinitésimal de régénérateur magnétique d'une masse  $dm_r$ . Comme le cycle est idéal, il n'y aura pas de génération d'entropie, alors :

$$\left( \frac{T_c}{Q_c} \right)_{dm_r} = \left( \frac{T_H}{Q_H} \right)_{dm_r}. \quad (3.22)$$

Donc, pour tous les éléments de régénérateur :

$$\left( \frac{T_c}{Q_c} \right)_{dm_r} = \left( \frac{T_c}{Q_c} \right)_{M_r}. \quad (3.23)$$

L'équation (3.21), pour un élément de réfrigérant, sera exprimée par :

$$\frac{\partial T}{\partial m_r} = \frac{T_c}{Q_c} w_r, \quad (3.24)$$

où  $T_c$  et  $Q_c$  sont respectivement la température de la source froide et l'énergie absorbée de la source froide du régénérateur. Dans (3.24)  $w_r$  est le travail par unité de masse pour l'élément  $dm$  situé à une position  $m$  donnée. Si on connaît la masse de réfrigérant par unité de longueur et le travail par unité de masse de réfrigérant, cette équation devient une expression décrivant un gradient de température dans le régénérateur. Le gradient de température sera donné par :

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_r = \frac{\partial T}{\partial m_r} \frac{\partial m_r}{\partial x}. \quad (3.25)$$

Ce gradient représente la différence de température entre le point de l'élément  $dx$  où l'énergie du fluide est absorbée à  $(x)$  dans l'état démagnétisé et celui où elle est rejetée  $(x+dx)$  dans l'état magnétisé :

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_r \equiv \frac{T(x+dx)_{\text{magnétisé}} - T(x)_{\text{démagnétisé}}}{dx}. \quad (3.26)$$

Ce développement permet d'affirmer que le gradient de température à un point  $x$  varie selon la quantité de travail par unité de masse  $w_r$  à ce point.

Reprenons la figure 3.2 pour déterminer en quoi consiste le travail  $w_r$ .

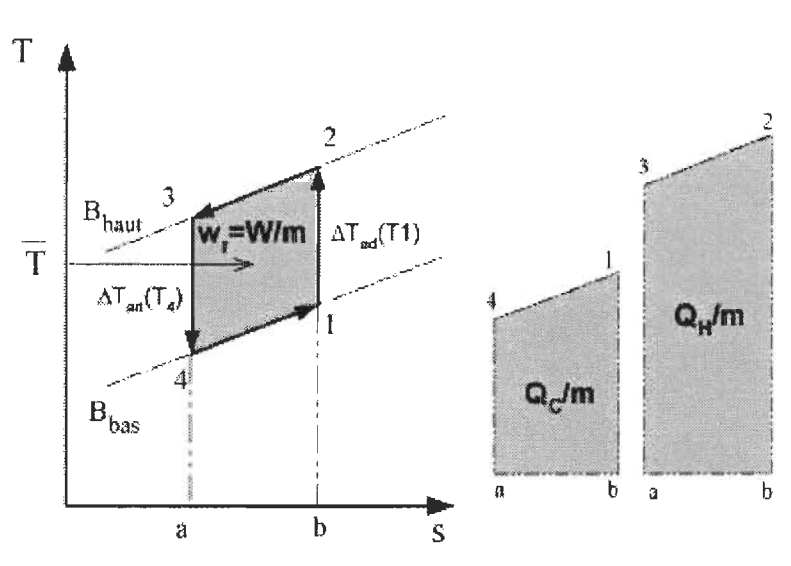


Figure 3.2 : Flux de chaleur pour un cycle de réfrigération de Brayton magnétique

Tel qu'illustré dans la figure 3.2 le travail est fait de façon réversible. Ce travail est directement proportionnel à l'effet magnéto-calorique,  $\Delta T_{ad}$ , résultant d'une variation de champ magnétique  $\Delta B$ . La quantité de travail accomplie par unité de masse de réfrigérant est donc donnée par :

$$\frac{W}{m} = w_r = \int_{s3}^{s2} T ds_{B \max} - \int_{s4}^{s1} T ds_{B \min}. \quad (3.27)$$

Comme la magnétisation est adiabatique, on peut aussi calculer  $w_r$  par :

$$w_r = \int_{T_3}^{T_2} C_{r,B \max}(T) dT_{B \max} - \int_{T_4}^{T_1} C_{r,B \min}(T) dT_{B \min} , \quad (3.28)$$

où  $C_r$  est la chaleur spécifique du réfrigérant et  $s$  est l'entropie par unité de masse. Il est à noter que la chaleur spécifique pour l'état magnétisé du réfrigérant est différente de celle de l'état démagnétisé et est fortement dépendante de la température.

Le travail par unité de masse de réfrigérant ( $w_r$ ) dépend donc de l'EMC ( $\Delta T_{ad}$ ), de la courbe  $s(T)$  et de la variation d'entropie lors de la période d'échange thermique ( $s_2-s_3$  ou  $s_1-s_4$ ). La chaleur spécifique du réfrigérant est définie comme :

$$C_r = T \left( \frac{ds}{dT} \right)_B . \quad (3.29)$$

Le travail par unité de masse de réfrigérant ( $w_r$ ) est une fonction de :

$$w_r = w_r(\Delta T_{ad}(T), C_r(T), \Delta s) . \quad (3.30)$$

Les fonctions  $\Delta T_{ad}(T)$  et chaleur spécifique  $C_r(T)$  sont spécifiques à chaque matériau. En considérant un échange thermique parfait, la variation d'entropie dans le réfrigérant pendant la période d'échange sera la même que dans le fluide et dépendra donc de la masse thermique de fluide écoulé. Pour un matériau donné, on aura :

$$w_r = w_r(T, Cp_f \dot{m}_f) . \quad (3.31)$$

### 3.1.5 Relation du profil idéal de $\Delta T_{ad}(T)$

Maintenant, comment peut-on arriver à la relation du profil  $\Delta T_{ad}(T)$  idéal? Pour y parvenir, il faut d'abord faire l'hypothèse que  $\left( \frac{ds}{dT} \right)_B$  est constante, alors la pente entre les points 2-3 et 4-1 est constante tel que représenté dans le cycle idéalisé ci-dessous.

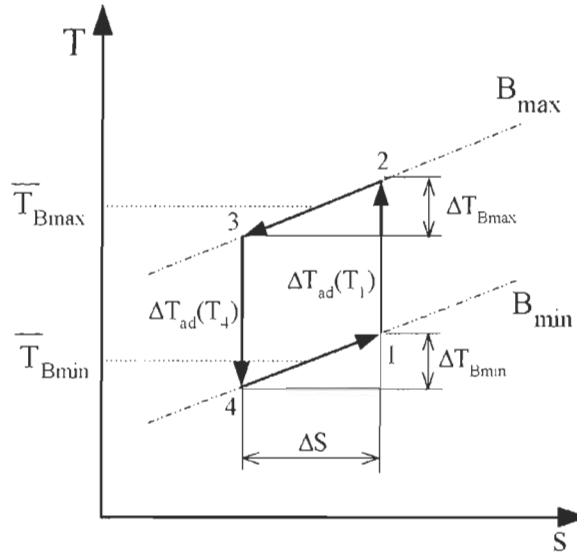


Figure 3.3 : Cycle Brayton idéalisé

En reprenant l'équation (3.27) avec les paramètres illustrés dans la figure 3.3, nous aurons l'expression pour l'énergie absorbée ou rejetée par un élément  $\Delta m_r$  pour chaque demi-cycle :

$$Q_{demi-cycle,r} = \bar{T}_B \Delta s \Delta m_r, \quad (3.32)$$

où, par exemple,  $\bar{T}_B = \bar{T}_{B_{max}}$ , la température à mi-chemin entre les point 3 et 2 de la figure 3.3.

L'énergie absorbée ou rejetée par le fluide qui entre dans un élément de régénérateur pendant un demi-cycle et avec un échange thermique fluide-réfrigérant parfait, est exprimée par :

$$Q_{demi-cycle,f} = \int_{demi-cycle} \dot{m}_f (h_{out} - h_{in}) dt = \int_{demi-cycle} \dot{m}_f C p_f \left( \frac{\partial T}{\partial m_r} \right)_B \Delta m_r dt.$$

L'énergie rejetée ou absorbée par le solide est égale à celle absorbée ou rejetée par le fluide. Pour un élément de régénérateur, on aura:

$$\bar{T}_B \Delta s = \int_{demi-cycle} \dot{m}_f C p_f \left( \frac{\partial T}{\partial m_r} \right)_B dt. \quad (3.33)$$

Si nous fixons la masse thermique du fluide caloporteur et que nous faisons l'hypothèse d'un gradient de température constant tout au long de la période d'écoulement du fluide,  $\Delta s$  devient inversement proportionnel à la température moyenne de l'énergie transférée :

$$\Delta s = \frac{\dot{m}_f C p_f \tau \left( \frac{\partial T}{\partial m_r} \right)_B}{\bar{T}_B}, \quad (3.34)$$

où  $\tau$  est la durée du demi-cycle. D'autre part, avec un profil de température linéaire, le travail par unité de masse de réfrigérant devra être constant tout le long du régénérateur respecter l'équation (3.24). Avec  $\left( \frac{dS}{dT} \right)_B$  constante, nous pouvons calculer le travail par unité de masse comme étant :

$$w_r = \Delta s \Delta T_{ad} (\bar{T}_{B \min}). \quad (3.35)$$

Comme  $\Delta s$  est inversement proportionnel à la température, le seul moyen pour garder le travail par unité de masse constant est que  $\Delta T_{ad}$  soit directement proportionnel à la température et suive la relation (2.8):

$$\Delta T_{ad}^{ideal}(T) = \frac{\Delta T_{ad}(T_{ref})}{T_{ref}} T$$

Cette relation est donc une formule trop simpliste qui provient de l'imposition de deux contraintes arbitraires : un gradient de température constant dans le temps et le long du régénérateur et une  $\left( \frac{dS}{dT} \right)_B$  constante. L'objectif, depuis le début du chapitre, était d'éliminer cette contrainte et de permettre de mieux analyser le cycle RMA dans le futur. Il se pourrait qu'il s'agisse d'un profil avantageux, mais si c'est le cas, ce sera parce qu'il permet la minimisation de processus de génération d'entropie réels.

### 3.1.6 Travail par unité de masse de réfrigérant

Les développements de la section précédente ne fournissent toutefois pas encore une équation claire pour définir le travail par unité de masse dans le réfrigérant si on

refuse d'adopter des hypothèses sur le profil de température dans le régénérateur et sur la chaleur spécifique. Pour tenter de le faire, reprenons un élément de réfrigérant tel qu'illustré à la figure 3.4.

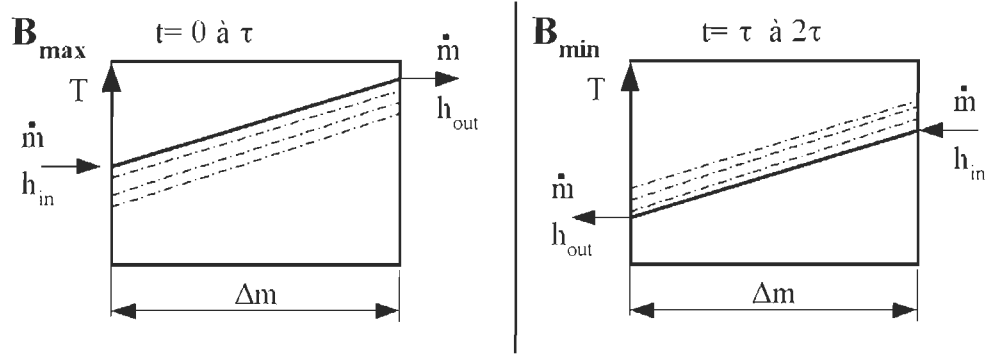


Figure 3.4 : Volume de contrôle pour un élément de régénérateur  $\Delta m$

À droite, l'élément de réfrigérant est représenté dans la partie du cycle ( $t = 0$  à  $\tau$ ) où il est magnétisé et où il transmet graduellement son énergie au fluide. À gauche, pendant la période  $t = \tau$  à  $2\tau$ , l'élément est démagnétisé et il absorbe l'énergie du fluide. Le cycle a une durée de  $2\tau$ . L'élément est de masse  $\Delta m$  et est situé à la position  $m$ . Dans tous le régénérateur, la position  $m$  varie de 0 à  $M_r$ . Notons qu'on décrit la position en terme de masse plutôt que de distance  $x$  pour rester plus général.

D'après la première loi de la thermodynamique, pour un volume de contrôle<sup>31</sup> :

$$\sum_{in} \dot{m} \left( h + \frac{1}{2} v^2 + gZ \right) - \sum_{out} \dot{m} \left( h + \frac{1}{2} v^2 + gZ \right) + \dot{Q} - \dot{W} = \frac{\partial E}{\partial t}. \quad (3.36)$$

où le côté droit de l'équation représente l'énergie transférée au volume de contrôle et le côté gauche représente la variation d'énergie dans le volume de contrôle. Dans ces équations,  $h$  représente l'enthalpie et  $v$  la vitesse. Si nous appliquons cette équation au volume de contrôle présenté dans la figure 3.4, on retrouve l'équation :

$$\int_{t=0}^{t=\tau} [\dot{m}(h_{in} - h_{out})]_{f, B_{max}} dt - \int_{t=\tau}^{t=2\tau} [\dot{m}(h_{out} - h_{in})]_{f, B_{min}} dt - \int_{t=0}^{t=2\tau} \dot{W}_{mag} dt = \int_{t=0}^{t=2\tau} \frac{\partial E}{\partial t} dt. \quad (3.37)$$

Comme il s'agit d'un cycle (régime périodique permanent), le dernier terme est nul. D'autre part, en exprimant la variation d'enthalpie autrement, nous pouvons réexprimer

(3.37) par :

$$\int_{t=0}^{t=\tau} \left[ \dot{m} c_p \frac{dT}{dm_r} \right]_{f, B \max} \Delta m dt - \int_{t=\tau}^{t=2\tau} \left[ \dot{m} c_p \frac{dT}{dm_r} \right]_{f, B \min} \Delta m dt = w_r \Delta m, \quad (3.38)$$

où  $w_r$  est le travail magnétique par unité de masse pour un cycle. Si nous considérons que le fluide est à la même température que le réfrigérant, nous aurons alors :

$$\int_{t=0}^{t=\tau} \left[ \dot{m}_f c_{p,f} \frac{dT_r}{dm_r} \right]_{B \max} dt - \int_{t=\tau}^{t=2\tau} \left[ \dot{m}_f c_{p,f} \frac{dT_r}{dm_r} \right]_{B \min} dt = w_r. \quad (3.39)$$

Maintenant, par la deuxième loi de la thermodynamique pour un volume de contrôle<sup>31</sup>:

$$\sum_{in} \dot{m} s - \sum_{out} \dot{m} s + \frac{\dot{Q}}{T} \leq \frac{\partial S}{\partial t}, \quad (3.40)$$

où le côté droit de l'équation représente le transfert d'entropie et le côté gauche représente la variation d'entropie dans le volume de contrôle. Les deux premiers termes du côté droit représentent la quantité d'entropie qui entre et sort de l'élément et le troisième terme représente les fuites thermiques vers l'élément. Lorsque nous appliquons la deuxième loi à l'élément de réfrigérant idéal de la figure 3.4, pour chaque cycle, nous avons:

$$\int_{t=0}^{t=\tau} [\dot{m}(s_{in} - s_{out})]_{f, B \max} dt - \int_{t=\tau}^{t=2\tau} [\dot{m}(s_{in} - s_{out})]_{f, B \min} dt = 0. \quad (3.41)$$

Nous pouvons aussi exprimer l'équation comme,

$$\int_{t=0}^{t=\tau} \left[ \frac{\dot{m}_f c_{p,f} \frac{dT}{dm_r}}{T} \right]_{B \max} dt - \int_{t=\tau}^{t=2\tau} \left[ \frac{\dot{m}_f c_{p,f} \frac{dT}{dm_r}}{T} \right]_{B \min} dt = 0. \quad (3.42)$$

Les équations (3.39) et (3.42) serviront à trouver une expression pour le travail magnétique  $w_r$ . Il faudra lier les deux fonctions de température pour  $B_{\max}$  et  $B_{\min}$  entre elles par l'EMC. Utiliser un gradient de température moyen pour chaque écoulement revient à faire une hypothèse arbitraire qui nous ramène tôt ou tard aux profil  $\Delta T_{ad}(T)$

idéal, démontré comme étant une contrainte trop simpliste. Pour l'instant, ces équations restent sans solution. Nous croyons qu'il serait intéressant de poursuivre ce travail éventuellement et de trouver l'expression pour le travail par unité de masse  $w_r$ . Bien sûr, en pratique, le régénérateur subira toutes sortes d'irréversibilités et, éventuellement, il faudra aussi en tenir compte dans l'application des lois de la thermodynamique.

### 3.2 Génération d'entropie dans un régénérateur réel

L'analyse du cycle RMA dans la section précédente ne prend pas en compte les différents effets réels dans un régénérateur qui doivent être considérés dans une étude des régénérateurs magnétiques actifs. Chaque fuite thermique dans le système doit être évacuée à la source chaude, ce qui demande du travail supplémentaire ( $W_{sup}$ ). Ce travail supplémentaire, de l'exergie perdue, prend la forme<sup>31</sup> :

$$W_{sup} = S_{gen} T_H, \quad (3.43)$$

où  $S_{gen}$  est l'entropie générée. Lorsqu'elle dépend d'une fuite ( $Q_{fuite}$ ), on calculera la génération d'entropie à partir de la température à laquelle la fuite est faite et de la température à laquelle il faudra l'évacuer<sup>31</sup> :

$$S_{gen} = \frac{Q_{fuite}}{T} - \frac{Q_{fuite}}{T_H} \quad (3.44)$$

L'efficacité du régénérateur par rapport au cycle de Carnot, l'efficacité du second principe ( $\eta$ ), s'exprime comme étant (pour un cycle)<sup>31</sup> :

$$\eta = \frac{COP_{R\acute{e}el}}{COP_{Carnot}} = \frac{W_{Carnot}}{W_{Carnot} + W_{sup}} = \frac{Q_C \left( \frac{T_H - T_C}{T_C} \right)}{Q_C \left( \frac{T_H - T_C}{T_C} \right) + S_{gen} T_H} \quad (3.45)$$

Les pertes induites dans le régénérateur seront évaluées de façon qualitative et quantitative. Elles sont classées ici en trois catégories : les pertes situées aux sources chaude et froide, les sources d'échauffement dans le régénérateur et, enfin, les pertes provenant du transfert de chaleur à travers une différence de température solide-fluide



dans le régénérateur. Notons que l'on retrouvera aussi des pertes dans les systèmes de circulation du fluide ou dans la transmission du mouvement dans les pièces mécaniques. Ces pertes, du système en général, ne seront pas analysées car cela dépasse les objectifs de ce travail.

### 3.2.1 Pertes aux sources froides et chaudes

Les pertes à la source froide et chaude n'influencent pas directement le cycle de réfrigération dans le régénérateur, mais la quantité de réfrigération produite qui est vraiment utile. La première perte est évidente et doit être considérée avant même de penser à réfrigérer. Lorsque l'objectif est de conserver un élément quelconque à une température donnée, la puissance de réfrigération nécessaire sera inversement proportionnelle à l'isolation avec le milieu:

$$\dot{Q}_c = \frac{k}{e} A \Delta T, \quad (3.46)$$

où  $k$  est la conductivité thermique de l'isolant,  $e$ , son épaisseur,  $A$ , la surface soumise au transfert de chaleur et  $\Delta T$  est la différence de température entre le milieu et l'élément à garder au froid.

Le transfert de chaleur entre l'élément à réfrigérer (source froide) et le fluide caloporteur sortant du régénérateur est une source importante de pertes thermiques. Plus le transfert à travers l'échangeur de chaleur est efficace, moins le différentiel de température qui assure l'échange entre les deux éléments est important. Le même phénomène existe à la source chaude. La puissance transmise ( $\dot{Q}_{Trans}$ ) à la source à travers l'échangeur de chaleur suivra<sup>32</sup> :

$$\dot{Q}_{Trans} = U A \Delta T_m, \quad (3.47)$$

où  $U$  est le coefficient de transfert de chaleur de l'échangeur de chaleur,  $A$  est la surface d'échange et  $\Delta T_m$  est la différence de température moyenne dans l'échangeur. Pour fournir ce différentiel de température il faudra réfrigérer le fluide caloporteur à une température plus basse que la source froide et évacuer l'énergie à une température plus

haute que la source chaude. Cette réfrigération additionnelle est une perte importante en climatisation et en réfrigération. La quantité d'entropie générée dans l'échange de chaleur ( $S_{gen,éch}$ ) est donnée par :

$$S_{gen,éch,H} \cong \frac{Q_{Trans} \Delta T_m}{T_H^2} \text{ et } S_{gen,éch,C} \cong \frac{Q_{Trans} \Delta T_m}{T_C^2}. \quad (3.48 \text{ et } 3.49)$$

De même, lorsqu'on se sert de chaleur sensible pour réfrigérer et évacuer de l'énergie, comme dans le cas de la réfrigération magnétique, il y a nécessairement génération d'entropie. Nous pouvons déterminer que cette génération d'entropie dans l'interaction avec les sources chaude et froide prendra la forme :

$$S_{gen,C} = \int_{T_C - (\Delta T_C)_f}^{T_C} \frac{mc_p dT}{T} - \int_{T_C - (\Delta T_C)_f}^{T_C} \frac{mc_p dT}{T_C} = mc_p \left[ \ln \left( \frac{T_C}{T_C - (\Delta T_C)_f} \right) - \frac{(\Delta T_C)_f}{T_C} \right] \text{ et} \quad (3.50)$$

$$S_{gen,H} = \int_{T_H}^{T_H + (\Delta T_H)_f} \frac{mc_p dT}{T} - \int_{T_H}^{T_H + (\Delta T_H)_f} \frac{mc_p dT}{T_H} = mc_p \left[ \ln \left( \frac{T_H + (\Delta T_H)_f}{T_H} \right) - \frac{(\Delta T_H)_f}{T_H} \right], \quad (3.51)$$

où :

$$(\Delta T_H)_f = T_{out,f,B \max} - T_H \text{ et } (\Delta T_C)_f = T_C - T_{out,f,B \min}. \quad (3.52, 3.53)$$

De plus, comme dans le cycle, la masse de fluide caloporteur et  $(\Delta T)_f$  sont aussi généralement fonction du temps, il faudra intégrer cette génération d'entropie sur le temps.

Similairement, on devrait éviter de refroidir inutilement le fluide caloporteur jusqu'à une très basse température pour réfrigérer un élément à une température plus haute. Lorsqu'on refroidit un élément à partir de la température ambiante, il faudrait idéalement refroidir l'élément avec une quantité infinie d'étages jusqu'à ce que l'élément atteigne la température désirée. On peut aussi utiliser un « by-pass »<sup>33,2</sup>. Le by-pass, lorsque utilisé en RM, prend une quantité de fluide caloporteur à la source froide et l'envoie du côté chaud, sans repasser dans le régénérateur, en passant par un récupérateur de chaleur qui refroidi progressivement l'élément à réfrigérer.

Pour analyser et comparer l'efficacité d'un système, on doit donc absolument tenir compte des irréversibilités aux sources froide et chaude. Un régénérateur ayant apparemment une efficacité équivalent à 100% du cycle de Carnot pourrait donc être en réalité beaucoup moins efficace. Pour faciliter les comparaisons, certains préfèrent donc utiliser le coefficient de performance global. Cependant, le coefficient de performance dépend des températures des sources et il faut être prudent dans son utilisation pour fins de comparaisons.

### 3.2.2 Sources d'échauffement dans le régénérateur

À l'intérieur même du régénérateur, plusieurs phénomènes produisent un échauffement. Cet échauffement, distribué dans le régénérateur, est une charge supplémentaire à réfrigérer.

#### 3.2.2.1 Conduction thermique longitudinale

Une des premières fuites de chaleur à laquelle on pense est la conduction thermique longitudinale dans le régénérateur lui-même. La puissance parasite générée par la conduction thermique est<sup>32</sup> :

$$\dot{Q}_{Cond,x} = k_{eq} \frac{dT}{dx} A, \quad (3.54)$$

où  $A$  est l'aire d'une section de régénérateur et  $k_{eq}$  est la conductivité thermique équivalente dans le régénérateur. La génération d'entropie est :

$$\dot{S}_{gen,cond,x} = \int_{T_c}^{T_H} k_{eq} \frac{dT}{dx} A \frac{1}{dT} \left[ \frac{1}{T} - \frac{1}{T + dT} \right] dT = \int_{T_c}^{T_H} \frac{k_{eq} A}{T^2} \frac{dT}{dx} dT. \quad (3.55)$$

La conductivité  $k_{eq}$  dépend de la géométrie du régénérateur et elle intègre la conductivité du solide et celle du fluide. La conductivité thermique du fluide est généralement négligeable face à la conductivité du solide, surtout si la vitesse de l'écoulement est faible. Pour un lit de particules, la conductivité équivalente dépend

normalement de l'arrangement des particules et la surface de contact entre-elles. On considère que la limite supérieure pour la conductivité dans le solide est<sup>34</sup> :

$$k_{eq,s} = (1 - \varepsilon)k_s, \quad (3.56)$$

où  $\varepsilon$  est la porosité (proportion de vide) et  $k_s$  est la conductivité thermique de la matrice solide (réfrigérant). Il existe d'autres corrélations pour le calcul de la conductivité du solide et du fluide que l'on ne détaillera pas ici; Tsostas et Martin<sup>35</sup> en ont fait une revue complète. Leur validité dépend des propriétés géométriques et physiques des particules et il peut être souhaitable de vérifier expérimentalement la corrélation choisie. D'autre part, il existe aussi une fuite par conduction thermique parallèle à celle dans le régénérateur : la fuite dans la paroi. Pour cette raison, on choisira un bâti fait d'une matière assez résistante pour contenir le milieu poreux mais assez isolante pour minimiser ces pertes.

#### 3.2.2.2 Fuites thermiques du milieu ambiant

La conduction transversale, avec le milieu ambiant, est proportionnelle à la différence de température entre le régénérateur et le milieu. La fuite de chaleur sera donc plus élevée du côté froid du régénérateur. Si on ne considère que cette perte, un gradient de température élevé du côté froid et diminuant avec la température minimiserait la génération d'entropie. Cette fuite dépendra de la géométrie du régénérateur, de l'épaisseur de la paroi isolante et de la convection à l'extérieur du régénérateur. Elle pourra aussi être alimentée par la friction des pièces mécaniques entourant le régénérateur, ce qu'il faut considérer dans le design et dans les simulations. Minimiser la conduction transversale en créant un vide autour du régénérateur, ce qui coupe la convection et le transfert de chaleur avec le milieu, est très utilisé en réfrigération cryogénique.

#### 3.2.2.3 Pertes dans le fluide résiduel

Lorsque le réfrigérant est magnétisé et que sa température s'élève instantanément, le fluide résiduel resté dans les pores demeure à sa température initiale. Une fois l'équilibre thermique rétabli, il y aura un effet net de réduction de l'EMC. Si la capacité

thermique du fluide est importante par rapport à celle du réfrigérant, cette perte pourrait avoir un impact non négligeable. Pour la réduction de température dans le réfrigérant, par conservation de l'énergie, nous avons la relation<sup>26</sup> :

$$\Delta T_{res} = \left( \frac{\alpha}{\alpha + 1} \right) \Delta T_{ad} , \quad (3.57)$$

où,

$$\alpha = \frac{m_f C_{p_f}}{m_r C_r} = \frac{\rho_f \varepsilon C_{p_f}}{\rho_r (1 - \varepsilon) C_r} . \quad (3.58)$$

Nous pouvons donc déterminer que la génération d'entropie prendra la forme :

$$S_{gen,res} = \int_{m=0}^{m=M} \left[ c_r \ln \left( \frac{T_r - \Delta T_{res}}{T_r} \right) + \frac{dm_f}{dm_r} c_{p,f} \ln \left( \frac{T_r - \Delta T_{res}}{T_f} \right) \right] dm_r . \quad (3.59)$$

#### 3.2.2.4 Courants de Foucault

Des courants de Foucault peuvent provoquer un échauffement dans un matériau magnétique soumis à de grandes fluctuations de champ magnétique. La puissance dissipée par les courants de Foucault est exprimée par l'équation<sup>36</sup> :

$$\dot{Q}_{Foucault} = \frac{\left( \frac{dB}{dt} \right)^2 \Gamma A V}{32 \rho} \quad (3.60)$$

Ici,  $\tilde{n}$  est la résistivité,  $\tilde{A}$  est le facteur de forme,  $A$  est l'aire incluse dans la boucle de courant la plus grande et  $V$  est le volume de matériau. Le facteur de forme  $\tilde{A}$  dépend de la projection du matériau sur le plan perpendiculaire aux lignes de champ magnétique. La résistivité du régénérateur est calculée par :

$$\rho = \frac{RA}{L} , \quad (3.61)$$

où  $R$  est la résistance électrique,  $A$  est l'aire de la section en prenant compte de la porosité et  $L$  est la longueur du régénérateur. Nous pouvons obtenir la génération d'entropie par courant de Foucault par l'équation :

$$\dot{S}_{gen,Foucault} = \int_{T_c}^{T_H} \dot{Q}_{Foucault} A_{Section} \frac{dx}{dT} \left( \frac{T_H - T}{T_H T} \right) dT. \quad (3.62)$$

Cet échauffement peut cependant être évité avec un bon design de régénérateur. Il a été démontré que la puissance dissipée par les courants de Foucault d'un lit de particules sphériques de 100 microns de diamètre soumis à une variation de champ magnétique de 8 T avec une fréquence inférieure à 10 Hz est négligeable<sup>36</sup>. Il semble donc que l'échauffement par les courants de Foucault ne soit pas un problème pour les régénérateurs magnétiques actifs formés d'un lit de particules. Les autres pièces qui seront soumises au champ magnétique devraient être fabriquées à partir de matériaux non magnétiques ayant une bonne résistance électrique.

### 3.2.2.5 Pertes de pression

Le fluide caloporteur subira une perte de pression en circulant à travers le régénérateur. La puissance dissipée par cette perte de pression provoquera un échauffement visqueux réparti dans le régénérateur tel que :

$$\dot{Q}_{\Delta p} = \Delta p \frac{\dot{m}_f}{\rho_f}, \quad (3.63)$$

où  $\frac{\dot{m}_f}{\rho_f}$  est le débit volumique de fluide ayant circulant dans le régénérateur. Cet

échauffement visqueux a deux impacts négatifs : le premier est qu'il s'agit d'une perte de travail net, et le deuxième est que l'on devra fournir un travail net pour l'évacuer à la source chaude. La génération d'entropie liée à la perte d'un travail utile sera<sup>18</sup> :

$$\dot{S}_{gen1,\Delta p} = \frac{\Delta p \dot{m}_f}{T_H \rho_f}. \quad (3.64)$$

Nous ajoutons la génération d'entropie liée à l'expulsion de cet échauffement qui est:

$$\dot{S}_{gen2,\Delta p} = \int_{T_c}^{T_H} \frac{\dot{m}_f}{\rho_f} \frac{dp}{dx} \frac{dx}{dT} \left( \frac{T_H - T}{T_H T} \right) dT. \quad (3.65)$$

Cette dernière source d'entropie est généralement négligée. Nous croyons par contre qu'il serait bon de vérifier l'ordre de grandeur de cette perte, ce qui est fait dans la section 5.2.3. Le travail lié à la première source d'entropie, qui n'affecte pas directement la réfrigération, sert à déterminer les caractéristiques de la pompe, du compresseur ou du piston. Il s'agit là du travail de compression qui sera fourni avec une certaine inefficacité dont il faudra encore tenir compte.

Pour la circulation d'un fluide à travers un lit de particules sphériques, l'approximation généralement utilisée pour estimer les pertes de pression ( $\Delta P$ ) est celle d'Ergun<sup>37</sup> :

$$\frac{\Delta P d_{eq}}{\rho v^2 L} = f, \quad (3.66)$$

avec

$$f \frac{\varepsilon^3}{(1-\varepsilon)} = \left[ \frac{150(1-\varepsilon)}{Re} + 1.75 \right]. \quad (3.67)$$

Pour cette équation le nombre de Reynolds est calculé par :

$$Re = \frac{\rho v d_{eq}}{\mu}, \quad (3.68)$$

où  $v$  est la vitesse du fluide caloporteur dans le régénérateur (en considérant un régénérateur vide),  $\mu$  est la viscosité dynamique du caloporteur,  $\varepsilon$  est la porosité et  $d_{eq}$  est le diamètre équivalent des particules composant le régénérateur. Les résultats de cette corrélation sont valides à  $\pm 50\%$  pour les particules sphériques et la validité diminuera lorsque les particules s'éloignent d'une géométrie sphérique.<sup>38</sup> Pour des particules non sphériques,  $d_{eq}$  est évaluée par<sup>38</sup> :

$$d_{eq} = \frac{6V_p}{A_p}, \quad (3.69)$$

où  $V_p$  et  $A_p$  sont respectivement le volume et la surface des particules. Certains auteurs y intègrent un facteur de forme pour mieux correspondre aux essais expérimentaux.

### 3.2.3 Impact du différentiel de température solide-fluide

Une source importante d'irréversibilité dans le régénérateur est causée par le fait que le transfert de chaleur entre le réfrigérant et le fluide caloporteur soit fini plutôt qu'infini. Le différentiel de température solide-fluide engendré nuira directement à la production de réfrigération dans le régénérateur. Comme dans le cas des pertes de chaleur aux sources, ce différentiel nous obligera à aller chercher l'énergie du fluide à une température plus basse et l'évacuer à une température plus élevée, ce qui demande évidemment plus de travail de réfrigération. La figure 3.4 présente à nouveau le diagramme du cycle de Brayton magnétique pour un élément de régénérateur mais en y illustrant l'effet du différentiel de température solide-fluide noté  $\Delta T_{sf}$ . On voit clairement que dans le cas idéal, pour une même plage de température dans le fluide, on pourra absorber plus d'énergie en faisant moins de travail. Par conséquent, il y aura aussi moins d'énergie évacuée.



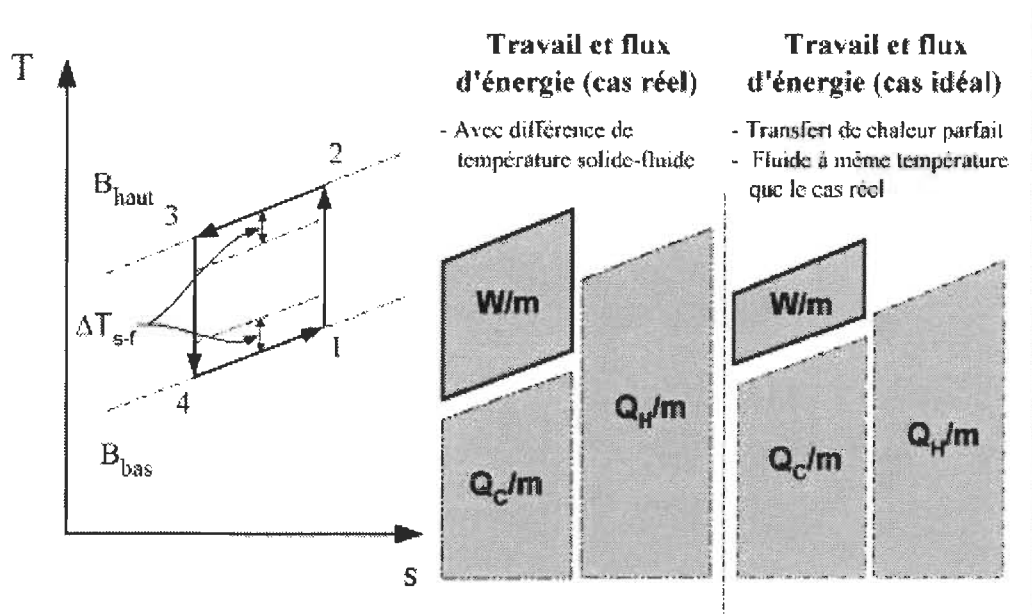


Figure 3.5 : Effet du transfert de chaleur à travers une différence de température solide-fluide

En pratique (cas réel), une part importante du travail de magnétisation est perdue. La capacité d'absorption et d'évacuation d'énergie sera réduite par la différence de température solide-fluide qui se soustrait à l'EMC. Par exemple, pour un différentiel de température solide-fluide de 1 K et un  $\Delta T_{ad}$  de 5K, plus du 2/5 du travail est perdu, l'efficacité de l'élément de réfrigérant sera de moins de 60% du cycle de Carnot.

### 3.2.3.1 Paramètres de l'échange solide-fluide

L'énergie échangée dans le régénérateur entre le réfrigérant solide et le fluide caloporteur est définie par :

$$\dot{Q}_{sf} = h_{sf} A_{sf} \Delta T_{sf} . \quad (3.70)$$

Ainsi, pour une même quantité d'énergie échangée, on maximise le coefficient de transfert de chaleur solide-fluide dans le régénérateur ( $h_{sf}$ ) et la surface d'échange solide-fluide ( $A_{sf}$ ) pour minimiser la différence de température solide-fluide ( $\Delta T_{sf}$ ). En se basant sur des résultats expérimentaux, Wakao et al<sup>39</sup> ont développé la corrélation suivante pour le coefficient de transfert de chaleur ( $h_{sf}$ ) dans un lit de particules fixes :

$$h_{sf} = \frac{k_f}{d_p} \left[ 2 + 1.1 \text{Pr}^{1/3} \left( \frac{\rho_f v d_p}{\mu} \right)^{0.6} \right], \quad (3.71)$$

où  $k_f$  est la conductivité thermique du fluide,  $d_p$  est le diamètre équivalent des particules. Une autre corrélation souvent utilisée a été développée par Handley et Heggs<sup>40</sup>.

$$h_{sf} = 0.255 c_{p_f} G (\varepsilon \text{Re})^{-1/3} \text{Pr}^{-2/3} \quad (3.72)$$

où, ici,  $\text{Re}$ , le nombre de Reynolds est exprimé par :

$$\text{Re} = \frac{d_p G}{\mu}, \quad (3.73)$$

$G$ , le débit massique par unité de surface est exprimé par :

$$G = \frac{\rho_f v}{\varepsilon} = \frac{\dot{m}_f}{A_{\text{section}} \varepsilon}, \quad (3.74)$$

et  $\text{Pr}$ , le nombre de Prandtl est exprimé par :

$$\text{Pr} = \frac{c_{p_f} \mu}{k_f}. \quad (3.75)$$

Le diamètre équivalent peut être calculé par l'équation (3.69). Pour des particules s'éloignant de la forme sphérique, cette équation perd de sa validité et il peut être souhaitable de choisir d'autres dimensions. La surface d'échange solide-fluide par unité de volume de régénérateur ( $a_{sf}$ ) pour un lit de particules, suggérée par Dullien<sup>41</sup> s'exprime par :

$$\frac{A_{sf}}{V_{reg}} = a_{sf} = \frac{6(1-\varepsilon)}{d_p} \quad (3.76)$$

### 3.2.3.2 Estimation du $\Delta T_{sf}$ et de la génération d'entropie par transfert de chaleur solide-fluide

Une façon plus précise de déterminer le différentiel de température solide-fluide est par simulation numérique. Cependant, la méthode analytique efficacité-NTU permet

d'obtenir une estimation de l'efficacité thermique du régénérateur. Le NTU (nombre d'unité de transfert) est un nombre sans dimension permettant de caractériser les échangeurs de chaleur. Dans le cas d'un régénérateur, en se basant sur les paramètres déterminés plus tôt, nous aurons<sup>19</sup> :

$$NTU = \frac{ALa_{sf} h_{sf}}{\dot{m} c_{p f}}, \quad (3.77)$$

où A et L sont respectivement la section et la longueur du régénérateur.

En se basant sur les échangeurs de chaleur contre-courant, Barclay et Sarangi<sup>42</sup> obtiennent l'expression suivante pour la génération d'entropie dans le régénérateur :

$$\dot{S}_{gen} \cong \frac{\dot{Q}_{reg}}{NTU + 1} \left( \frac{1}{T_C} - \frac{1}{T_H} \right), \quad (3.78)$$

où  $\dot{Q}_{reg}$  est la chaleur transférée dans le régénérateur et  $T_C$  et  $T_H$  les températures aux sources chaudes et froides. D'où vient exactement cette équation et à quel  $\Delta T_{sf}$  correspond-t-elle?

Pour répondre à cette question, il faut d'abord considérer l'échange thermique dans un régénérateur est comparable à celui d'un échangeur de chaleur contre-courant, on estime alors que l'efficacité d'échange solide-fluide ( $\epsilon_{sf}$ ) est exprimée par:

$$\epsilon_{sf} \cong \frac{NTU}{(NTU + 1)}. \quad (3.79)$$

Cependant, cette équation se base sur un échangeur de chaleur passif, donc avec un profil de température à peu près linéaire. Des variations de gradient de température feront dévier l'efficacité de cette équation. Dans le cas où le solide transmet sa chaleur au fluide et le fluide entre à la température de la source froide, l'efficacité se manifeste comme :

$$\epsilon_{sf} = \frac{T_{f,H} - T_{f,C}}{T_{s,H} - T_{f,C}}, \quad (3.80)$$

où les températures sont celles aux extrémités du régénérateur. Alors,

$$\epsilon_{sf} \equiv \frac{(T_H - T_C) - (\Delta T_{sf})_{\text{extrémité},H}}{(T_H - T_C)}. \quad (3.81)$$

Donc,

$$(\Delta T_{sf})_{\text{extrémité},H} \equiv \frac{T_H - T_C}{NTU + 1}, \quad (3.82)$$

et similairement,

$$(\Delta T_{sf})_{\text{extrémité},C} \equiv \frac{T_H - T_C}{NTU + 1}. \quad (3.83)$$

Dans la limite d'un NTU élevé et avec un profil de température linéaire, ce différentiel de température aux extrémités est le même sur toute la longueur du régénérateur. Si on prend un point  $x$  quelconque dans le régénérateur,  $\Delta T_{sf}$  devient :

$$(\Delta T_{sf})_x \equiv \frac{T_x - T_C}{NTU_x + 1} \equiv \frac{(T_H - T_C) \frac{x}{L_{reg}}}{NTU \frac{x}{L_{reg}} + 1} \approx \frac{(T_H - T_C)}{NTU}. \quad (3.84)$$

Si on calcul la génération d'entropie alors nous retrouvons l'équation (3.78) :

$$S_{\text{générée}} \equiv \int_{T_C}^{T_H} \frac{Cp_f dT \Delta T_{sf}}{T^2} \equiv Cp_f \Delta T_{sf} \left[ \frac{1}{T_C} - \frac{1}{T_H} \right] \equiv \frac{Cp_f (T_H - T_C)}{NTU + 1} \left[ \frac{1}{T_C} - \frac{1}{T_H} \right]. \quad (3.85)$$

Le premier problème potentiel avec cette équation, déjà mentionné, est qu'elle assume un gradient de température linéaire. Le deuxième est qu'elle ne prend pas compte qu'à l'entrée du régénérateur, à cause de l'EMC,  $\Delta T_{sf}$  pourrait être significativement sous-estimé. Par exemple, comme il est illustré à la figure 2.5, on commence la période d'évacuation de l'énergie avec un solide à la température  $T_C + \Delta T_{MCE,C}$ , mais le fluide y entre à la température  $T_C$ . Cet effet dépendra du cycle réel. On devra probablement ajouter un facteur qui tient compte de cette source d'inefficacité, ce facteur sera probablement fixé en se basant sur un échangeur de type co-courant. L'impact de l'efficacité thermique des régénérateurs magnétiques actifs devra éventuellement être

analysé plus en profondeur.

### 3.2.3.3 NTU et choix d'un régénérateur magnétique actif

Lors de la comparaison de régénérateurs thermiques passifs, on tente de maximiser le NTU en fonction de l'espace disponible et de la perte de pression acceptable, peu importe la masse du régénérateur. Cependant, en réfrigération magnétique, il faut garder en tête que le régénérateur est aussi l'élément actif. Ce qui est important, c'est que le différentiel de température solide-fluide soit le plus faible possible pour chaque élément de masse de régénérateur. On devrait donc comparer l'efficacité thermique du régénérateur en terme de NTU/masse de régénérateur. Toutefois, la puissance de réfrigération est proportionnelle à la masse de matériau magnétique. Un régénérateur peut avoir un très bon rapport NTU/masse, mais sa forte porosité le rendra moins attrayant lorsqu'on considère un volume de magnétisation limité. Il faudra donc faire un compromis entre un régénérateur magnétique actif étant efficace et ayant une bonne densité de réfrigération.

### 3.2.4 **Conclusion**

Le régénérateur est l'élément à optimiser pour réduire la génération d'entropie et augmenter l'efficacité du cycle de réfrigération. La procédure d'optimisation de la géométrie devra tenir compte de toutes les sources d'entropie énumérée ci-haut qui dépendent à la fois de la géométrie et des conditions d'opération choisies. Dans une seconde étape, on pourrait aussi tenter de trouver le profil de température idéal pour minimiser l'ensemble de ces sources d'entropie. Ce profil de température pourrait permettre de fixer le profil  $\Delta T_{ad}(T)$  idéal. Continuer les efforts de recherche en ce sens reste toutefois essentiel pour permettre une méthodologie plus efficace du design des réfrigérateurs. On devra faire aussi appel à la simulation numérique, qui est présenté dans le chapitre suivant.

## CHAPITRE 4 : MODÉLISATION

Dans ce chapitre, nous analysons la façon de modéliser le régénérateur magnétique actif utilisé dans un cycle RMA. Au départ, on prévoyait simuler l'opération d'un réfrigérateur magnétique actif en utilisant un logiciel commercial de dynamique des fluides (CFD). Pour être capable de valider les résultats, ce modèle devait représenter fidèlement des expériences faites avec l'appareil de test de régénérateurs magnétiques actifs (AMRTA) de l'université de Victoria<sup>d</sup>. Une fois le modèle validé, on prévoyait simuler l'utilisation de régénérateurs multicouches. On verra que l'objectif de départ a changé, toutefois, une revue de la façon de modéliser la réfrigération magnétique reste un sujet enrichissant. Nous présentons dans ce chapitre les phénomènes à modéliser en RM, une revue des modèles publiés, les possibilités pour la simulation de RM avec un logiciel de CFD et, finalement, un programme de simulation développé à l'université de Victoria.

### 4.1 Phénomènes à modéliser en réfrigération magnétique

La RM est d'abord un problème de transfert de chaleur et de mécanique des fluides auquel on vient ajouter les phénomènes liés au EMC. Le modèle devra représenter adéquatement à la fois les caractéristiques du régénérateur et le cycle thermodynamique.

#### 4.1.1 Équations de conservation

Suivant la mécanique des fluides, le fluide caloporteur doit obéir aux équations différentielles décrivant les principes de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Notons que par convention, pour les équations de conservation qui suivent, on somme sur l'indice répété. Le premier principe est la conservation de la masse (continuité). Pour un fluide compressible, il sera décrit par<sup>43</sup> :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = S_m, \quad (4.1)$$

---

<sup>d</sup> L'AMRTA et les régénérateurs qu'il utilise sont décrits dans le chapitre 5.

où le premier terme du côté gauche représente la variation de la masse en fonction du temps et le second terme représente le flux massique net à travers le volume de contrôle. Le terme source  $S_m$  est inséré dans l'équation pour décrire le cas d'un ajout de masse dans une phase continue, il sera généralement nul.

Ensuite, l'équation de conservation de la quantité de mouvement est décrite par<sup>43</sup> :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i + F_i, \quad (4.2)$$

où le premier terme du côté gauche représente la variation de la quantité de mouvement en fonction du temps et le deuxième terme représente le flux net de quantité de mouvement à travers le volume de contrôle. Du côté droit,  $p$  est la pression statique,  $\tau_{ij}$  est le tenseur de force (pour la friction visqueuse),  $\rho g_i$  est la force gravitationnelle ou externe et  $F_i$  est le terme source de quantité de mouvement. Il y aura autant d'équation de conservation de la quantité de mouvement que de dimensions. Ces équations et l'équation de continuité servent à déterminer le champ de vitesse et de pression dans l'écoulement.

L'équation de conservation de l'énergie dans le fluide, l'équation la plus importante pour les simulations en réfrigération, est décrite par<sup>43</sup> :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}(u_i(\rho E + p)) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_j (\tau_{ij})_{eff} \right) + S_h, \quad (4.3)$$

$$\text{où } E = h - \frac{p}{\rho} + \frac{u_i^2}{2}. \quad (4.4)$$

On peut aussi l'exprimer en terme d'enthalpie par:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i h) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k_{eq,f} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial p}{\partial t} + u_i \frac{\partial p}{\partial x_i} + \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + S_h, \quad (4.5)$$

$$\text{où l'enthalpie est } h = \int_{T_{ref}}^T c_p dT. \quad (4.6)$$

Du côté gauche de l'équation (4.5), le premier terme représente la variation d'enthalpie en fonction du temps et le deuxième terme représente le flux net d'enthalpie à travers le volume de contrôle. Du côté droit,  $k_{eq,f}$  est la conductivité thermique équivalent du fluide, les deuxième et troisième terme représentent le travail fait par la pression, le quatrième terme la dissipation visqueuse et  $S_h$ , le terme source d'enthalpie. C'est à travers ce terme source que l'on insérera l'interaction thermique entre le fluide et le solide.

Le réfrigérant doit aussi suivre l'équations de conservation de l'énergie simplifiée suivante :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( k_{eq,s} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + S_h. \quad (4.7)$$

Le terme source  $S_h$  comprendra l'interaction thermique avec le fluide. On pourra aussi y intégrer l'augmentation de l'énergie thermique engendrée par l'EMC.

#### 4.1.2 Mécanique des fluides en milieu poreux

Dans la majorité des appareils de RM, les régénérateurs magnétiques utilisés dans l'AMRTA sont des milieux poreux, des lits de particules sphériques ou de flocons compactés. Pour modéliser un matériau poreux, on devrait idéalement simuler numériquement l'écoulement et l'échange de chaleur à travers chacun de ses pores. Bien entendu, cela est difficilement réalisable en pratique car on ne connaît pas nécessairement la microstructure réelle et l'opération nécessiterait un temps de calcul et un espace mémoire important. Par conséquent, on simplifie la modélisation des milieux poreux en intégrant les équations de transport «microscopiques» sur un élément de volume de façon à pouvoir les représenter à travers des équations de transport «macroscopiques». Cette technique, la méthode du volume moyen<sup>44</sup>, ajoute de nouveaux termes et facteurs pour représenter les milieux poreux d'un point de vue «macroscopique». La vitesse de volume moyen, souvent appelée vitesse de Darcy, s'énonce:

$$\vec{u} = \epsilon \vec{u}_{micro}, \quad (4.8)$$

où  $\epsilon$  représente la porosité du milieu. La pression de volume moyen s'énonce:



$$p = p_{micro} . \quad (4.9)$$

#### 4.1.2.1 Équation de continuité dans un volume moyen

Pour un milieu poreux, avec un terme source nul, on inclut la porosité ( $\epsilon$ ) et l'équation de continuité, qui devient :

$$\epsilon \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{u}) = 0 . \quad (4.10)$$

#### 4.1.2.2 Équations de conservation de la quantité de mouvement dans un volume moyen

L'équation de conservation de la quantité de mouvement pour un volume moyen présentée par Amiri et Vafai<sup>45</sup> (écoulement incompressible) est la suivante :

$$\frac{\rho}{\epsilon} \left[ \frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + (\vec{u} \bullet \nabla) \vec{u} \right] = -\frac{\mu_f}{K} \vec{u} - \frac{\rho F \epsilon}{\sqrt{K}} (\vec{u} \bullet \vec{u}) J + \frac{\mu}{\epsilon} \nabla^2 \vec{u} - \nabla p , \quad (4.11)$$

où  $F$  est le facteur géométrique,  $K$  est la perméabilité,  $\rho$  est la densité du fluide,  $\mu$  est la viscosité du fluide et  $J = v_p / |v_p|$  est le vecteur unitaire orienté le long du vecteur vitesse dans les pores. Le premier terme du côté droit de l'équation représente le cisaillement dû à la friction du fluide avec la structure poreuse, le second terme représente les effets inertiels et le troisième terme représente les effets visqueux résultants de l'interaction avec les parois. En se basant sur des corrélations, la perméabilité d'un lit de particules peut être exprimée par :

$$K = \frac{\epsilon^3 d_p^2}{150(1-\epsilon)^2} . \quad (4.12)$$

Le facteur géométrique  $F$  est basé sur les expériences d'Ergun,<sup>37</sup> s'exprime par :

$$F = \frac{1.75}{\sqrt{150\epsilon^3}} \quad (4.13)$$

Toutefois, étant donné le faible écoulement (nombre de Reynolds) dans les régénérateurs magnétiques, ce terme de résistance inertielle est négligeable par rapport à la résistance due à la friction.

Les équations et les facteurs utilisés varient selon les auteurs avec les corrélations utilisées et les variables négligées. Les équations de continuité et de conservation de la quantité de mouvement pour un volume moyen permettent de calculer les pertes de pression et la vitesse du fluide dans le régénérateur qui serviront pour le calcul de la conservation de l'énergie. À la limite, on pourrait fixer une vitesse moyenne et trouver les pertes de pression par une corrélation sans avoir à utiliser la conservation de la masse et de la quantité de mouvement.

#### 4.1.2.3 Équations de conservation de l'énergie

En considérant une chaleur spécifique constante, par la méthode des volumes moyens, on obtient les équations de conservation de l'énergie suivantes pour la phase fluide<sup>45</sup> :

$$\varepsilon \rho_f c_{p,f} \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho_f c_{p,f} \vec{u} \cdot \nabla T_f = \nabla (k_{eq,f} \cdot \nabla T_f) + h_{sf} a_{sf} (T_s - T_f). \quad (4.14)$$

On aurait pu ajouter un terme pour l'échauffement visqueux  $\varepsilon \left[ \frac{\partial p}{\partial t} + \vec{u} \cdot \nabla p \right]$  du côté droit de l'équation. Ce terme est généralement considéré comme négligeable, surtout pour les régénérateurs près de la température ambiante. Si on avait ajouté un terme source, il aurait pris la forme suivante:

$$S_{h,f} = \varepsilon S''_{h,f}, \quad (4.15)$$

où  $S''_{h,f}$  représente une source volumique d'énergie dans le fluide.

Pour la phase solide, nous avons<sup>45</sup> :

$$(1 - \varepsilon) \rho_s c_{p,s} \frac{\partial T_s}{\partial t} = \nabla (k_{eq,s} \cdot \nabla T_s) - h_{sf} a_{sf} (T_s - T_f), \quad (4.16)$$

où  $k_{eq,s}$ , la conductivité équivalente du solide poreux. Le dernier terme du côté droit représente l'échange de chaleur entre le fluide et le solide. Les paramètres sont définis dans la section 3.3. Si on avait ajouté un terme source, il aurait pris la forme suivante:

$$S_{h,s} = (1 - \varepsilon) S''_{h,s}, \quad (4.17)$$

où  $S''_{h,s}$  représente une source volumique d'énergie dans le solide. On pourrait utiliser ce terme source pour intégrer l'EMC.

#### 4.1.3 Paramètres spécifiques à la RM

On doit maintenant intégrer les deux principaux éléments spécifiques à la RM à prendre en considération :

- Les variations de chaleur spécifique du réfrigérant en fonction du champ magnétique et de la température
- L'EMC, lui aussi fonction du champ magnétique et de la température

La méthode la plus simple pour intégrer ces éléments est de considérer le cycle de RMA comme deux étapes iso-champs et adiabatiques distinctes, donc série de cycles de Brayton parfaits (tels que présentés à la figure 3.2) :

- a) Circulation du fluide dans le régénérateur magnétisé : les équations de conservation utilisent une fonction pour la chaleur spécifique du réfrigérant correspondant au champ magnétique élevé.
- b) Démagnétisation adiabatique : réduction la température du réfrigérant selon la valeur de l'EMC local (phénomène instantané).
- c) Circulation du fluide dans le régénérateur démagnétisé (sens inverse) : les équations de conservation utilisent une fonction pour la chaleur spécifique du réfrigérant correspondant au champs magnétique faible.
- d) Magnétisation adiabatique : augmentation de la température du réfrigérant selon la valeur du EMC local (phénomène instantané).

Ces quatre étapes seront répétées jusqu'à ce qu'on atteigne le régime permanent périodique. Les deux fonctions de la chaleur spécifique sont bâties à partir de données expérimentales. Il s'agit de la méthode principalement utilisée dans les modèles de RM

car elle est relativement simple. Cependant, les appareils réels ne suivent pas toujours un cycle aussi simple. Souvent, comme dans le cas de l'AMRTA, le fluide caloporteur circule en même temps que l'on magnétise ou démagnétise le régénérateur, il ne subit donc pas un cycle Brayton parfait.

Une autre façon de traiter le problème, qui permet prendre en considération le cycle réel du réfrigérateur magnétique, est d'insérer l'EMC dans le terme source en appliquant les équations de Maxwell. Le terme source pour l'équation de conservation du réfrigérant prendrait la forme :

$$S_{h,s}''' = \rho T \left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_B \frac{\partial B}{\partial t}. \quad (4.18)$$

Il faudra aussi faire varier la chaleur spécifique du réfrigérant en fonction de l'intensité du champ magnétique et de la température. On devra alors déterminer l'intensité du champ dans le régénérateur en fonction du temps et de la position relative, en se basant sur le champ magnétique dans l'espace et le déplacement du régénérateur. La chaleur spécifique du réfrigérant et la magnétisation en fonction de la température devront être obtenues grâce à la théorie du champ moléculaire (TCM). Le problème avec la TCM est qu'elle ne reflète pas exactement le comportement du matériau réel. La différence est particulièrement marquée pour la fonction de la chaleur spécifique. Cette méthode ne peut donc pas fournir un modèle valide de la réfrigération magnétique.

## 4.2 Simulation de la réfrigération magnétique

### 4.2.1 Modèles publiés

Dans les vingt dernières années, plusieurs modèles simulant la réfrigération magnétique ont été publiés mais aucun ne semble avoir été validé expérimentalement <sup>21,46,47,48,49,50</sup>. Étant données, entre autres, les non-linéarité dans les propriétés du réfrigérant, la simulation de la réfrigération magnétique est numériquement très intensive et un grand nombre de paramètres a été négligé. D'abord, comme les propriétés d'un lit de particule poreux sont anisotropes, on a simulé le régénérateur selon une seule

dimension dans tous les modèles examinés. D'autre part, dans presque tous les cas<sup>21, 47-50</sup>, les équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement ont été négligées et le fluide est considéré comme incompressible. On a plutôt choisi d'utiliser un débit massique de fluide constant et on a négligé la perte de pression dans l'équation de conservation de l'énergie. On a parfois négligé les pertes par conduction longitudinale et conduction avec le milieu<sup>21, 47, 49-50</sup>. Pour simplifier d'avantage le modèle, dans certains cas on a considéré la masse thermique du fluide comme étant négligeable par rapport à celle du solide<sup>49-50</sup>. La méthode d'étapes iso-champs/adiabatiques, généralement utilisée, ne représente pas fidèlement le cycle de RM de plusieurs appareils réels. Malgré l'intérêt que représentent ces modèles, il n'est pas étonnant qu'ils ne soient pas suffisamment précis pour représenter fidèlement les propriétés des appareils réels. Cela dit, même si toutes les équations de conservations et tous les phénomènes liés aux pertes étaient inclus, il resterait le problème de la validité des paramètres utilisés. Comme il en a été question dans la section 3.2, le calcul des coefficients de transfert de chaleur, de conductivité et de perte de pressions est fait à l'aide de corrélations qui ne sont pas toujours très fidèles à la réalité.

Un des problèmes rencontrés, même avec plusieurs hypothèses simplificatrices est le long temps de convergence. Bien sûr aujourd'hui, les ordinateurs sont beaucoup plus puissants, mais il n'est pas certains cela règle vraiment le problème. Dans le schème numérique traditionnellement utilisé, celui de Patankar<sup>51</sup>, le transfert de chaleur solide-fluide est traité comme une perturbation devant la convection et la diffusion. Cependant, le terme de transfert de chaleur solide-fluide est dominant dans le cas d'un matériau poreux ayant un gradient de température important. Pour résoudre ce problème, Sun et Carrington<sup>52</sup> ont développé un nouveau schème numérique nommé « schème de correction implicite ». Dans ce schème numérique, l'ajout d'un paramètre de correction aux coefficients permet de traiter le transfert de chaleur transversale comme l'élément dominant et la diffusion comme une perturbation. Ce schème est utilisé dans le modèle numérique développé à l'université de Victoria décrit un peu plus loin.

#### 4.2.2 Logiciels de dynamique des fluides (CFD)

Les logiciels commerciaux de simulation de dynamique des fluides et de transfert de chaleurs (CFD) par volumes-finis, comme Fluent V<sup>TM</sup>, sont la méthode privilégiée pour résoudre les problèmes complexes de thermofluide. Ces logiciels résolvent les équations différentielles de dynamique des fluides et de transfert de chaleur du problème défini par l'utilisateur. Ce type de logiciel procure les avantages suivants :

- Logiciel convivial, relativement facile d'utilisation
- Module pour modéliser une géométrie en 3-D
- Banques de données sur les propriétés des gaz et de certains solides
- Grandes variétés de choix de conditions frontières
- Option pour simuler les matériaux poreux
- Possibilité de définir des équations pour le terme source, les conditions frontières et les propriétés des fluides.
- Possibilité de simuler un échange thermique avec des parois et avec l'environnement

C'est donc avec ce type de logiciel, Fluent V<sup>TM</sup> en particulier, que nous avons prévu modéliser l'AMRTA. Cependant, après une étude plus approfondie des paramètres de ce logiciel, nous avons réalisé l'existence de certaines limites et contraintes rendant la modélisation de la RM très difficile. Comme on peut s'y attendre, ce logiciel ne dispose pas de module pour la simulation du champ magnétique et de la variation des propriétés physiques des matériaux en fonction du champ magnétique. Il est impossible de faire varier la chaleur spécifique d'un solide en fonction d'autre facteur que la température. L'option pour simuler les matériaux poreux, idéale à première vue, utilise l'hypothèse d'équilibre thermique entre le solide et le fluide (température identique). Cette option, qui facilite la convergence, est toutefois l'équivalent d'utiliser un régénérateur idéal avec un transfert de chaleur instantané ( $h_{sf}$  infini). Cette option ne pouvant être utilisée, la simulation de l'échange thermique avec le solide poreux devient plus complexe et nécessite certains artifices. Enfin, comme l'utilisateur de logiciels commerciaux n'a généralement pas accès au code source, il est difficile d'intégrer un schéma numérique « schéma de correction implicite » pour accélérer la convergence, voir la permettre. En

somme, il est peut-être possible d'utiliser ce logiciel pour modéliser la RM, mais pour l'instant, les inconvénients dépassent les avantages. Des difficultés similaires ont été rencontrées par Spearing pour la modélisation d'un réfrigérateur magnétique<sup>33</sup> avec le logiciel CFX-TASCflow. Dans le futur, si la réfrigération magnétique devient une application plus commune, ce type de logiciel sera probablement adapté pour faciliter la simulation de problèmes de RM. Suite à ce constat, la meilleure option semblait de bâtir un programme maison en se basant sur les modèles existants tout en tentant de les améliorer.

#### 4.2.3 Programme de simulation du AMRTA

C'est au début de l'automne 2001 que le professeur John Barclay nous a fait part qu'un modèle avait récemment été conçu à l'université de Victoria. En 2002, Andrew Rowe propose dans sa thèse de doctorat<sup>19</sup> un modèle plus représentatif de la réalité qui base ses paramètres sur l'appareil de test des régénérateurs magnétiques actifs (AMRTA) qu'il a conçu. Le modèle qu'il propose, programmé à l'aide du logiciel Matlab®, apporte des améliorations sensibles aux modèles de RM publiés.

Ce modèle utilise lui aussi seulement l'équation de conservation de l'énergie en une dimension, mais il représente beaucoup mieux le cycle réel. Au lieu d'utiliser deux étapes iso-champs et deux adiabatiques distinctes, il approxime plutôt le cycle réel par un grand nombre de petites étapes iso-champs suivies de changements de température adiabatique. Les équations de conservation de l'énergie sont résolues pour une grande quantité de petites étapes de temps. Il détermine la fonction du champ magnétique en fonction du temps et de la position relative dans le régénérateur. Il bâtit les fonctions représentant l'EMC et la chaleur spécifique à partir de données expérimentales et des interpolations suivantes :

$$C_r(T, B) = C_r(T, 0) + \sin\left(\frac{\pi}{2} \frac{B}{B_{\max}}\right) \left(C_r(T, B_{\max}) - C_r(T, 0)\right) \quad (4.19)$$

$$\Delta T_{ad}(T, \Delta B) = \left( \frac{\Delta B}{\Delta B_{\max}} \right) \Delta T_{ad}(T, \Delta B_{\max}) \quad (4.20)$$

Une interpolation sinusoidale pour la chaleur spécifique et une interpolation linéaire pour l'EMC sont celles qui représentent le mieux la réalité.

Il décrit les deux équations de la conservation de l'énergie pour une dimension, en regroupant certains termes, de la façon suivante :

$$R_c \frac{\delta T_f}{\delta t} + \Phi \frac{\delta T_f}{\delta x} = \frac{1}{C_R} \frac{\delta}{\delta x} \left( K_f \frac{\delta T_f}{\delta x} \right) + N_{TU} \Phi (T_s - T_f) + \frac{S_f}{C_R}, \quad (4.21)$$

$$\frac{\delta T_s}{\delta t} = \frac{1}{C_R} \frac{\delta}{\delta x} \left( K_s \frac{\delta T_s}{\delta x} \right) + N_{TU} \Phi (T_f - T_s) + \frac{S_s}{C_R}, \quad (4.22)$$

où :

$$\Phi \equiv \frac{\dot{m} c_{p-f} \tau}{(1-\varepsilon) AL \rho_s c_s}, \quad (4.23)$$

$$N_{TU} \equiv \frac{hAL}{\dot{m} c_{p-f}}, \quad (4.24)$$

$$R_c \equiv \frac{\varepsilon \rho_f c_{p-f}}{(1-\varepsilon) \rho_s c_s}, \quad (4.25)$$

$$C_R \equiv \frac{(1-\varepsilon) AL \rho_s c_s}{\tau}, \quad (4.26)$$

$$K_f \equiv \frac{\varepsilon A k_f}{L} \text{ et } K_s \equiv \frac{(1-\varepsilon) A k_s}{L}. \quad (4.27, 4.28)$$

$\tau$  est la demi-période du cycle,  $t$  et  $x$  représentent les coordonnées sans dimension de temps et d'espace. Pour résoudre ces équations, il utilise le « schème de correction implicite »<sup>52</sup> ce qui accélère la résolution. Cependant, le temps de convergence pour arriver au régime périodique permanent demeure de l'ordre de plusieurs heures étant donné la complexité du cycle et le nombre élevé d'interpolations. Ce modèle a été



partiellement validé par des expériences faites en 2001. En fixant des paramètres pour représenter les pertes par conduction avec le milieu ambiant, le modèle arrive à reproduire les résultats de l'AMRTA pour des régénérateurs de particules sphériques de Gd pour une certaine gamme de conditions d'opération. Dans sa thèse,<sup>19</sup> Rowe décrit en détail les résultats du modèle. Probablement encore beaucoup d'informations pourront être fournies par son modèle, qui, par ailleurs, pourrait toujours être amélioré. À l'aide de ce modèle, certaines expériences décrites dans les sections suivantes ont été simulées et des résultats seront rapportés dans l'analyse des résultats dans le chapitre 6.

## CHAPITRE 5 : EXPÉRIENCES

Ce chapitre décrit la partie expérimentale du projet que j'ai effectué lors de mon séjour à l'Université de Victoria du mois de janvier au mois d'août 2002. Pendant ce séjour, nous avons fait des expériences avec le système de réfrigération magnétique AMRTA<sup>13,e</sup>. Ce système a été conçu par Rowe, lors de ses études de doctorat sous la direction du professeur John Barclay, pour tester dynamiquement des régénérateurs magnétiques actifs. Une seule série d'expériences avait été faite avec cet appareil dont l'assemblage a été achevé en 2001. L'objectif pour 2002 était de tester des régénérateurs magnétiques actifs en général et, dans un second temps, des régénérateurs multicouches. La description de ces expériences, constituant la partie expérimentale de ce travail, est présentée ici.

### 5.1 Système de test des régénérateurs magnétiques actifs (AMRTA)

Cet appareil a été conçu pour tester deux régénérateurs cylindriques réciproques soumis à une variation de champ magnétique de 2 T. Une photographie et un schéma du système sont présentés aux figures 5.1 et 5.2. Les deux régénérateurs sont placés dans un cylindre qui est déplacé par rapport au champ magnétique fixe<sup>f</sup> en glissant sur des rails. Le champ magnétique est produit par un solénoïde de NbTi refroidi par conduction à l'aide d'un réfrigérateur cryogénique de type Gifford-McMahon. Des éléments électriques chauffants situés entre les deux régénérateurs servent de source froide. Cela permet de fixer facilement une puissance à réfrigérer en plus de simplifier la conception de l'appareil. Des échangeurs de chaleur dans lequel circule de l'eau à la température ambiante servent de source chaude. Le fluide caloporteur, de l'hélium à une pression de quelques atmosphères, est déplacé à l'aide d'un piston. Utiliser un gaz comme fluide caloporteur facilite les manipulations et l'hélium a été choisi en prévision de tests à basse

---

<sup>e</sup> “Active Magnetic Regenerator Test Apparatus”

<sup>f</sup> Pour simplifier l'illustration, la figure 5.2 représente plutôt un aimant bougeant par rapport aux régénérateurs.

température. Par contre, la faible masse thermique du gaz, comparativement à celle d'un liquide, limite la quantité d'énergie pouvant être absorbée, donc la puissance de réfrigération. Le mouvement de va-et-vient du cylindre contenant les régénérateurs ainsi que le piston déplaçant l'hélium est assuré par un moteur CC muni d'un contrôleur régénératif. L'appareil est maintenu sous vide ( $10^{-3}$  torr) pour réduire le transfert thermique avec le milieu ambiant.

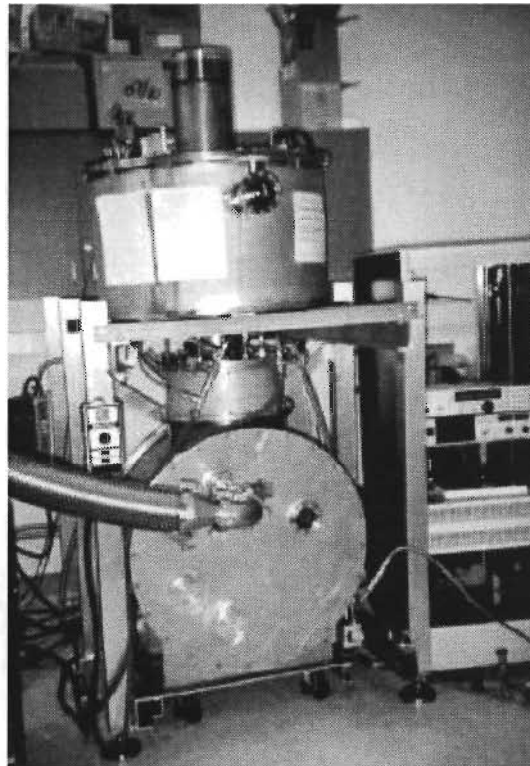


Figure 5.1 : Système de test des régénérateurs magnétiques actifs (AMRTA)

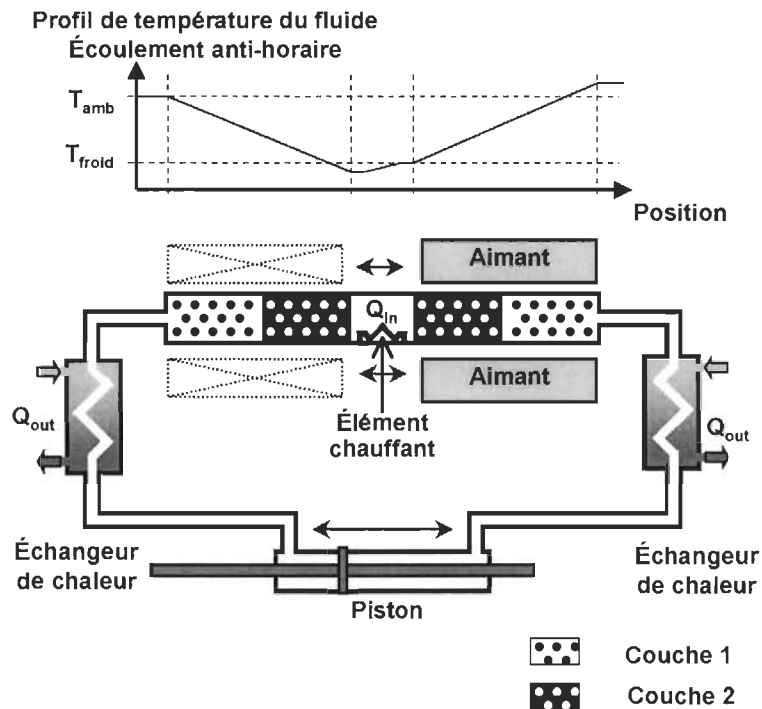


Figure 5.2 : Schéma du système de réfrigération AMRTA

L'appareil permet de suivre l'évolution des paramètres suivant :

- Température du fluide à l'extrémité chaude de chaque régénérateur
- Température du fluide à l'extrémité froide de chaque régénérateur
- Température d'un point sur les rails sur lesquels glisse le cylindre contenant les régénérateurs pour vérifier l'échauffement dû à la friction
- Fréquence du cycle
- Pression du fluide caloporteur (hélium)

La faible vitesse d'acquisition des données ne permet pas de déterminer la température exact du fluide au cours de chaque cycle. Les températures mesurées sont plutôt une moyenne subissant des changements de faible amplitude dépendamment de la partie du cycle où la mesure est prise. On estime que la précision des valeurs moyennes que nous avons utilisées pour illustrer les résultats présentés dans le chapitre 6 est de l'ordre de 0.1 à 0.2 K. Le champ magnétique a été caractérisé lors de la fabrication de l'appareil et lié aux valeurs de courant circulant dans le solénoïde. Ce champ n'est pas mesuré à nouveau lors des expériences. D'autre part, on ne mesure pas la puissance

fournie par le moteur et l'énergie évacuée, ce qui aurait permis d'évaluer l'efficacité. L'appareil a été conçu pour évaluer les performances des régénérateurs et n'est pas optimisé pour réduire les pertes dans le système. Considérant le grand nombre de variables pouvant provoquer des pertes et surtout la petite masse de matériau magnétique par rapport à l'appareil, des mesures d'efficacité auraient peu de valeur. Elle ne reflèteraient pas ce qui peut être atteint dans un réfrigérateur magnétique optimisé. L'efficacité aurait pu servir pour des fins de comparaison, mais il aurait fallu être très prudent dans l'analyse des résultats.

En 2001, les premiers tests avec cet appareil ont porté sur des régénérateurs de 63 à 188 g composés de particules sphériques de Gd de 200  $\mu\text{m}$ . Sans mettre sous vide l'appareil, on a obtenu des plages de température de l'ordre de 15 à 20 K. L'appareil a par la suite été désassemblé pour rendre l'aimant à une autre équipe de recherche de l'Université de Victoria. Pour mener la présente série de tests, l'appareil a dû être réassemblé et subir quelques ajustements et quelques modifications. Des fuites ont été localisées et réparées, la configuration des senseurs a été substantiellement changée et un système de refroidissement des rails a été ajouté.

## **5.2 Régénérateurs**

### **5.2.1 Sélection des matériaux**

Dans un premier temps, l'appareil a été conçu pour opérer à partir de la température ambiante ce qui facilite le design et les manipulations. La température de Curie ( $T_{\text{Curie}}$ ) des matériaux magnétiques sélectionnés doit s'échelonner à partir de la température ambiante. Le gadolinium (Gd) a une  $T_{\text{Curie}}$  de 293 K, est bien caractérisé et a un EMC relativement élevé à 2T, (de 5 à 6 K). Il a donc été sélectionné pour les régénérateurs à un matériau et pour la première couche des régénérateurs multicouches. Un alliage de gadolinium-terbium ( $\text{Gd}_{0.74}\text{Tb}_{0.26}$ ,  $T_{\text{Curie}}$  de 278 K) et un alliage gadolinium-erbium ( $\text{Gd}_{0.85}\text{Er}_{0.15}$ ,  $T_{\text{Curie}}$  de 265K) ont été sélectionnés pour les secondes et troisièmes couches des régénérateurs multicouches. Ces deux alliages ont été synthétisés par arc électrique à l'IRH. La figure 5.3 présente les courbes de l'EMC provenant de la littérature

pour le  $\text{Gd}^{53}$  et le  $\text{Gd}_{0.74}\text{Tb}_{0.26}^{54}$ . Le Gd, le Tb et le Er sont des matériaux de grade commercial et ont une pureté de 0.999. Les essais pour vérifier le  $\Delta T_{\text{ad}}(T)$  des matériaux utilisés sous 2T avec un PPMS<sup>8</sup> n'ont pas été concluants. En effet, les valeurs obtenues étaient largement sous les valeurs disponibles dans la littérature. Cette différence est probablement attribuable à un mauvais contact thermique entre l'échantillon et le capteur de température.

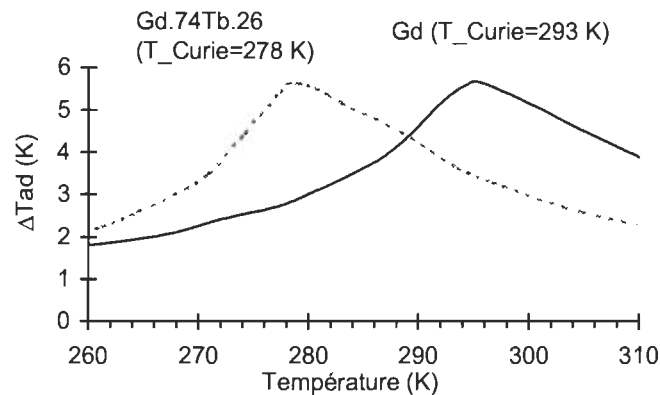


Figure 5.3 : Sélection des matériaux magnétiques

## 5.2.2 Fabrication

Les régénérateurs magnétiques actifs sont généralement composés d'un lit de particules sphériques de matériaux magnétiques. Cependant, la fabrication des particules sphériques par PREP, « plasma-rotating electrode process », est très dispendieuse, de l'ordre de milliers de dollars pour quelques centaines de grammes. Nous avons donc préféré réduire les matériaux en copeaux à l'aide d'une fraiseuse puis en flocons en concassant les copeaux avec un mortier. Les flocons sont ensuite tamisés pour obtenir des particules d'une dimension moyenne d'environ  $120 \mu\text{m} \times 700 \mu\text{m} \times 1000 \mu\text{m}$ . Les couches de régénérateur ont été assemblées en compressant légèrement les particules à l'intérieur d'un tuyau de composite (2.5 cm dia x 2.5 cm de long). Les particules sont par la suite imprégnées d'époxy pour former un régénérateur monolithe plus durable et facile à manipuler. La quantité d'époxy ne constitue qu'environ 1 à 2 % du volume et moins de

<sup>8</sup> Physical Properties Measurement System, Quantum Design

0.5% de la masse des régénérateurs. Il a été démontré que son effet sur les performances thermiques des régénérateurs est négligeable<sup>55</sup>. Ces couches sont conçues de façon à être assemblées les unes aux autres pour former un régénérateur. L'AMRTA a été conçu pour pouvoir tester au maximum deux régénérateurs composés de trois de ces couches chacun. Pour l'expérience, six couches de 45g de Gd, deux couches de 40g de  $Gd_{0.74}Tb_{0.26}$  et deux couches de 46g de  $Gd_{0.85}Er_{0.15}$  ont donc été fabriquées. Ces régénérateurs ont une porosité d'environ 55-60 %. Par comparaison, les couches de régénérateur composées de particules sphériques, fabriquées pour les expériences menées en 2001, avaient une porosité de 40% et une masse de 63g. On retrouve une photo des couches et de certains éléments entrant dans leur fabrication à la figure 5.4.

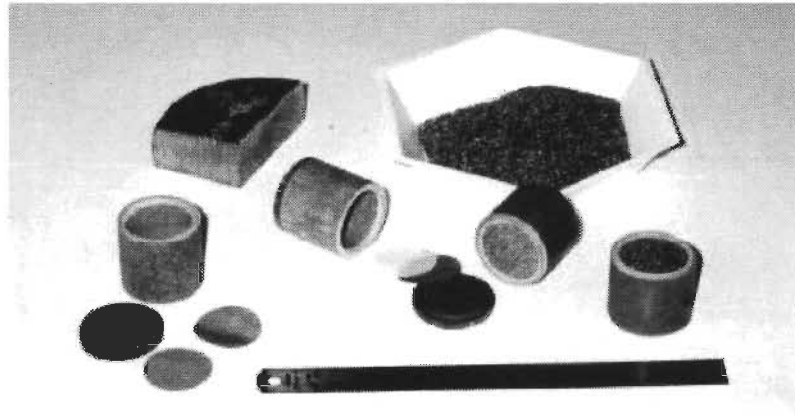


Figure 5.4 : Fabrication de régénérateurs magnétiques

Ces étapes de fabrication ont-elles un effet sur les propriétés magnétiques des matériaux? Pour répondre à cette question, l'EMC en terme de variation isotherme d'entropie du Gd et du  $Gd_{0.74}Tb_{0.26}$  a été mesuré avant et après la mise en forme du matériel. Pour ce faire, on a mesuré la magnétisation des matériaux en fonction de la température et du champ magnétique, à partir desquels on a calculé la variation isotherme d'entropie. Ces mesures ont été prises à l'IRH à l'aide d'un SQUID<sup>b</sup>. La figure 5.5 présente la variation isotherme d'entropie d'échantillons de Gd soumis à un champ de 2T. Les tests n'ont pas montré un impact négatif du procédé de fabrication des flocons.

<sup>b</sup> Sample property measurement system, Quantum Design

Des tests préliminaires similaires démontrent aussi que le fait de refondre à l'arc électrique les résidus de fabrication et les particules hors dimension de Gd ne réduit pas non plus l'EMC.

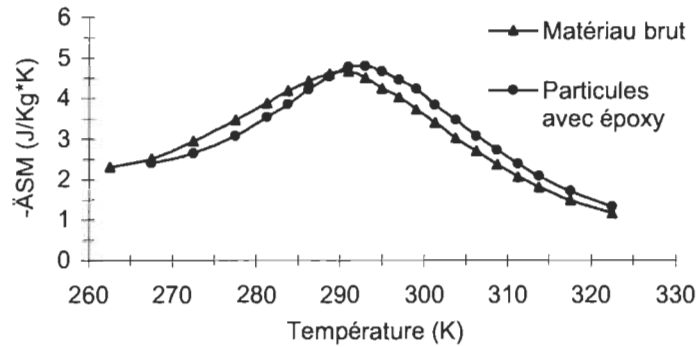


Figure 5.5 :  $\Delta S_M$  du Gd sous forme de matériau brut et de particules avec époxy pour une variation de champ magnétique 0-2 teslas.

### 5.2.3 Estimation des caractéristiques thermiques

Dans la section 3.2, nous avons vu les différentes sources de génération d'entropie dans un régénérateur. Dans l'expérience, on ne peut mesurer l'efficacité du régénérateur et vérifier les sources de génération d'entropie. Nous estimons ici les sources d'entropies dans les régénérateurs pour fournir un ordre de grandeur, non validé, des paramètres liés aux pertes. L'objectif est aussi de comparer les pertes pour un régénérateur composé de sphères à un régénérateur composé de flocons pour estimer l'impact de ce choix économique. Le tableau 5.1 présente certains paramètres thermiques des régénérateurs composés de particules sphériques et de flocons tels que calculés avec les équations présentées dans la sous-section 3.2. Nous avons considéré des régénérateurs de 90g de Gd et d'un diamètre de 2.54 cm à travers lesquels circule 0.64 g/s d'hélium (10 atm, fréquence d'opération de 0.8 Hz). On note que pour les flocons on a utilisé des diamètres équivalents différents pour le calcul du NTU et de la perte de pression de façon à mieux représenter la réalité.



Tableau 5.1 : Estimation des paramètres thermiques de deux régénérateurs

Type de particule	Diamètre équivalent ( $\mu\text{m}$ )	Porosité	$k_{eq}$ (W/mK)	NTU (3.72-3.77)	Efficacité de régénération (demi-cycle)	Perte de pression (kPa) (3.66-3.69)
Sphères	200	39 %	6.1	252	99.6 %	17.1
Flocons	150 <sup>a</sup> et 400 <sup>b</sup>	55 %	4.5	71	98.6 %	8.0

<sup>a</sup> Pour calcul des pertes de pression (provenant de résultats expérimentaux)

<sup>b</sup> Pour calcul de transfert de chaleur. Il semble que pour des particules en flocons, le diamètre équivalent soit plus proche de la moyenne des deux plus grandes dimensions.<sup>34</sup>

La valeur de la perte de pression semble relativement bien représenter ce qui a été observé lors des expériences. Pour le transfert de chaleur solide-fluide, d'après l'efficacité estimée, si nous faisons l'hypothèse que le régénérateur produit un différentiel de température de 40 K,  $\Delta T_{sf}$  est de 0.16 K pour les particules sphériques et 0.56 K pour les flocons. Cependant, il a été vu dans la section 3.2.3 que cette valeur est probablement sous-estimée. D'après des simulations pour des régénérateurs de flocons et de particules sphériques,  $\Delta T_{sf}$  suivra la figure 5.6 a) et b). Les différentes courbes représentent  $\Delta T_{sf}$  à différents moment dans le cycle (étapes de temps). Les étapes de temps où  $\Delta T_{sf}$  est le plus élevé sont aussi celles où le débit d'hélium (fonction sinusoïdale) est à son maximum. D'après ces figures, on peut estimer très grossièrement que  $\Delta T_{sf}$  serait d'avantage de l'ordre de 0.2 K pour les particules sphériques et de 0.8 K pour les flocons.

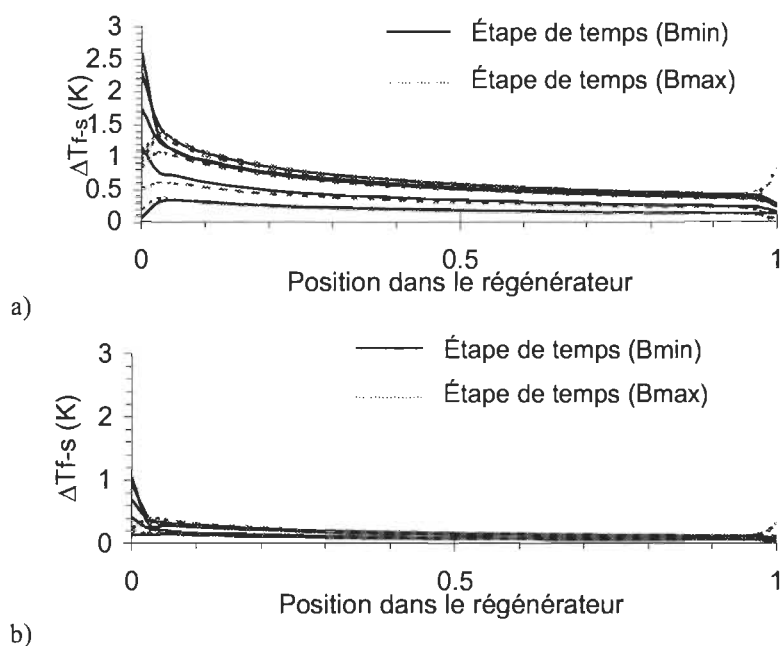


Figure 5.6:  $\Delta T_{sf}$  provenant de simulation de régénérateur ( $T_0=T_H$  et  $T_1=T_C$ ) : a) flocons; b) particules sphériques

Le tableau 5.2 présente une estimation du travail perdu (exergie perdue) dans les régénérateurs. On se base sur les paramètres du tableau 5.1, les valeurs de  $\Delta T_{sf}$  déduites de la figure 5.6, un différentiel de température de 40 K ( $T_H=295$  K,  $T_C=255$  K) et un gradient de température constant.

Tableau 5.2 : Travail perdu dans deux régénérateurs

Régénérateur (type de particule)	Travail perdu (W)				
	Conduction longitudinale	Transfert de chaleur	Perte de pression (évacuation de $\dot{Q}_{\Delta p}$ )	Perte de pression (travail de compression)	Total
Sphérique	0.52	0.16	0.50	6.74	7.9
Flocons	0.28	0.42	0.24	3.16	4.1

D'après les données du tableau 5.2, il semble que les flocons offrent un meilleur choix pour le régénérateur. Il faut être prudent dans l'interprétation de ces résultats. D'abord, les corrélations ont une grande marge d'erreur et ne représentent pas nécessairement la réalité. Ensuite, cette comparaison est basée sur une masse de matériau magnétique identique, non pas sur un volume de magnétisation fixe. De plus, on n'inclut

pas tous les facteurs pouvant générer de l'entropie comme le transfert de chaleur avec le milieu ambiant. Enfin, aucun de ces chiffres n'a été vérifié expérimentalement.

### 5.3 Configuration des régénérateurs et plage d'opération

Pour assurer une étude cohérente du comportement des régénérateurs, six configurations<sup>i</sup> devaient être testées :

#### 1) Régénérateur de Gd de 45g

Le premier objectif de cette configuration est de vérifier les performances et le bon fonctionnement pour la première couche de réfrigérant magnétique. On s'assure ainsi qu'il n'y a pas de défaut majeur dans ces couches de régénérateurs. Les résultats permettent aussi de fixer la plage d'opération pour les tests à venir et donnent un point de repère pour les autres configurations.

#### 2) Régénérateur de Gd<sub>0.74</sub>Tb<sub>0.26</sub> de 40g

Comme pour la première configuration, on vérifie le bon fonctionnement de la couche de Gd<sub>0.74</sub>Tb<sub>0.26</sub>. Le deuxième objectif est d'observer le comportement d'un régénérateur dont le matériau est utilisé à une température au-dessus de sa température de Curie. Suivant la formule du profil idéal de  $\Delta T_{ad}(T)$ , un tel régénérateur devrait être très peu efficace et avoir des performances médiocres.

#### 3) Régénérateur de Gd de 90g (2 x 45g)

C'est avec cette configuration que l'on vérifie l'impact de différentes conditions d'opération sur les performances. On vérifie l'impact de l'augmentation de la fréquence du système, celui du flux de fluide caloporteur et enfin celui de l'augmentation de la puissance à réfrigérer. Ces tests servent aussi de base de comparaison pour les performances des régénérateurs multicouches.

---

<sup>i</sup> Chaque configuration s'applique à chacun des deux régénérateurs réciproques

4) Régénérateur multicouche : 45g de Gd et 40g de  $Gd_{0.74}Tb_{0.26}$

Il s'agit de la configuration permettant de démontrer expérimentalement l'utilité des régénérateurs multicouches.

5) Régénérateur fait de particules sphériques : Gd (180g)

En comparant les résultats de cette configuration obtenus avec un appareil maintenu sous-vide avec ceux obtenus en 2001 sans le vide, on peut évaluer l'impact de ce moyen d'isolation. De plus, cela permet d'évaluer sommairement l'impact de la géométrie des particules et de la porosité du régénérateur.

6) Régénérateur multicouches : Gd (45g) +  $Gd_{0.74}Tb_{0.26}$  (40g) +  $Gd_{0.85}Er_{0.15}$  (45g)

Cette configuration avait pour but de tester l'impact de l'ajout d'un troisième matériau. Cependant, les deux premières couches n'étaient pas suffisantes pour abaisser la température dans la zone où ce matériau aurait été utile (près de son point de Curie à 265K). Cette configuration n'a donc pas été testée.

La variation des conditions d'opération de l'appareil permet d'évaluer l'impact de différents paramètres sur les performances des régénérateurs. Le tableau 5.3 présente des variables expérimentales indépendantes et leur plage de variation permise par l'appareil de réfrigération. Les résultats des tests sont analysés dans le chapitre suivant.

Tableau 5.3 : Variables expérimentales indépendantes de l'AMRTA

Variable	Plage d'opération de l'appareil	Plage testée
Pression d'hélium	3 - 10 atm	3 - 10 atm
Fréquence du cycle	0.2 - 1.0 Hz	0.5 - 1.0 Hz
Charge à réfrigérer	Selon l'alimentation (maximum dépend des performances des échantillons testés).	0 - 7.2 W
Course du piston de déplacement d'hélium	12 - 24 cm	20 cm
Champ magnétique	1.75 - 2.25 tesla	2 tesla

## CHAPITRE 6 : ANALYSE DES RÉSULTATS

Les configurations 1 à 5, décrites dans le chapitre précédent, ont été testées sous différentes conditions. Les résultats analysés dans cette section ont fait l'objet de publications<sup>56, 57</sup> dont je suis le premier auteur. Certains résultats ont aussi été présentés lors d'une conférence et seront l'objet d'une publication<sup>58</sup> où je fais partie des auteurs.

Le système prend en moyenne 90 minutes pour atteindre le régime permanent et 30 minutes additionnelles pour chaque changement de condition d'opération. La figure 6.1 présente des courbes typiques de la température aux extrémités des deux régénérateurs réciproques :

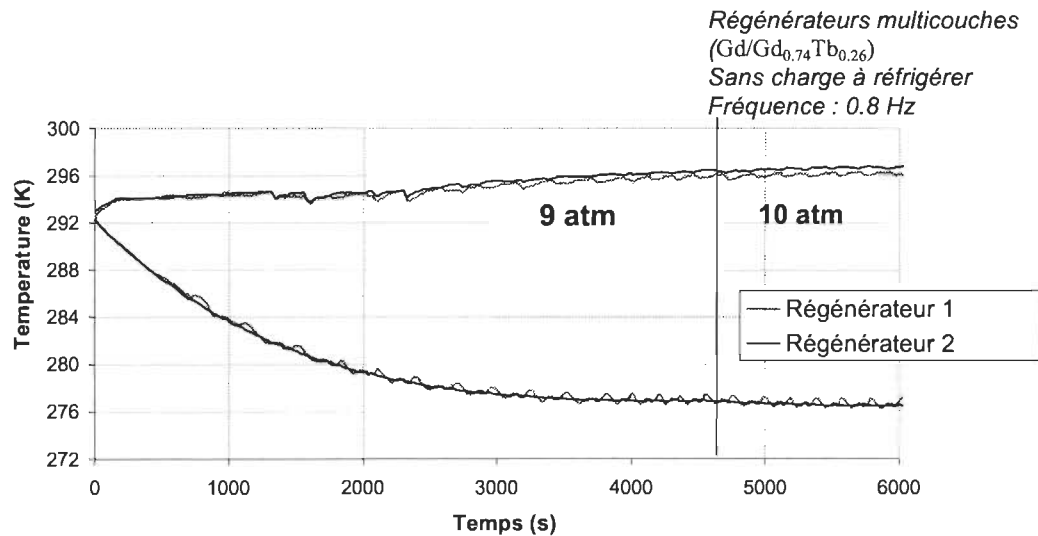


Figure 6.1 : Température aux extrémités de deux régénérateurs multicouches (Gd + Gd<sub>0.74</sub>Tb<sub>0.26</sub>)

Pour comparer les performances des régénérateurs, on utilise l'abaissement de température à partir de la source chaude, ( $T_H - T_C$ ), plutôt que de la température à la source froide. Il s'agit d'une meilleure base de comparaison étant donnée que la température du côté chaud du régénérateur varie légèrement (295 K-298 K) d'une expérience à l'autre. Cette variation est causée par les variations de température de l'eau de refroidissement ainsi que par l'efficacité limitée des échangeurs de chaleur.

## 6.1 Influence des conditions d'opérations

### 6.1.1 Flux massique de fluide caloporteur

Nous avons étudié est l'impact du rapport *capacité thermique du fluide/ capacité thermique du réfrigérant* avec les régénérateurs composés de 90g de gadolinium. Ce rapport est décrit par un paramètre sans dimension appelé utilisation ( $\Phi$ ) qui est défini par:

$$\Phi = \frac{c_{pf} \dot{m}_f}{c_r \dot{m}_r} = \frac{c_{pf} \rho_f A_p L_p}{c_r M_r}, \quad (6.1)$$

où  $M_r$  représente la masse totale de réfrigérant,  $c_{pf}$ , la chaleur spécifique du fluide,  $c_r$ , la chaleur spécifique du réfrigérant,  $A_p$ , l'aire de la section du piston,  $L_p$ , la course du piston et  $\rho_f$ , la densité du fluide. En ce qui concerne les régénérateurs thermiques passifs, il est souhaitable de conserver un  $\Phi$  faible pour conserver une efficacité de transfert de chaleur élevée. Cependant, en réfrigération magnétique, le solide est aussi le réfrigérant qui produit le travail et une quantité significative de chaleur doit être transportée pour pouvoir réfrigérer. Actuellement, il n'existe aucune relation quantitative liant  $\Phi$  avec les performances des régénérateurs magnétiques actifs. D'après le modèle de Andrew Rowe<sup>19</sup>, augmenter  $\Phi$  augmenterait l'abaissement de la température jusqu'à l'obtention d'un maximum. Il devient donc très intéressant de vérifier expérimentalement quel est l'impact de ce facteur et de situer ce maximum. Pour varier ce paramètre, nous avons fait varier la densité du fluide circulé en changeant la pression de l'hélium et mesuré l'abaissement de température produit. Comme  $\Phi$  dépend de la chaleur spécifique du réfrigérant et du débit massique de fluide, cette valeur varie en fonction du temps et de la position dans le régénérateur. Pour comparer les résultats d'un essai à l'autre, nous avons utilisé un facteur  $\Phi_{ref}$  décrit par le débit de fluide moyen et par la chaleur spécifique à la température de Curie et à champ nul. La figure 6.2 présente l'abaissement de température en fonction de  $\Phi_{ref}$ .

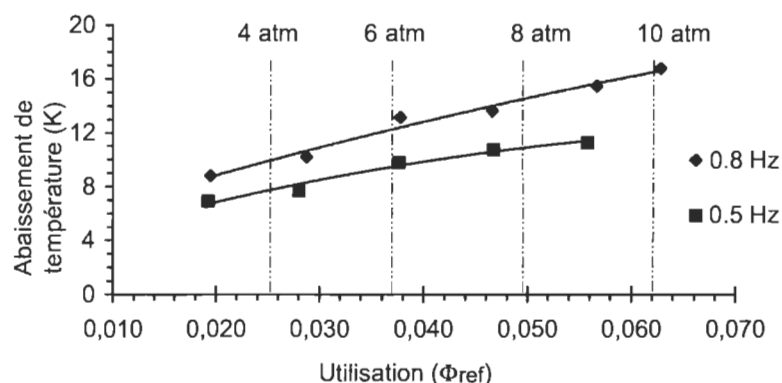


Figure 6.2 : Impact de l'utilisation sur les performances de deux régénérateurs réciproques de 90 g de Gd pour 0.5 et 0.8 Hz (sans charge à réfrigérer)

Les performances augmentent appréciablement avec le facteur utilisation dans la plage testée, surtout à 0.8 Hz. On constate qu'il faudrait augmenter le débit massique du fluide pour augmenter les performances de l'AMRTA. Nous pourrions le faire en augmentant, par exemple, la capacité du piston. De façon plus générale, ces résultats indiquent l'ordre de grandeur de  $\Phi$  à viser pour tout système de réfrigération magnétique. Un liquide comme fluide caloporteur, avec une plus grande capacité thermique et un plus grand  $\Phi$  potentiel, pourrait donc permettre d'obtenir de meilleures performances pour une même masse de matériau magnétique.

### 6.1.2 Fréquence d'opération

L'augmentation de la fréquence des cycles de magnétisation/démagnétisation permet d'augmenter la puissance de réfrigération. Ainsi, une fréquence élevée pourrait permettre de réduire la masse de matériau magnétique nécessaire, donc la taille de l'appareil. Cependant l'impact positif de l'augmentation de la fréquence est limité par l'augmentation de la friction dans les éléments mécaniques et de la perte de pression dans le régénérateur qui réduisent l'efficacité de chaque cycle. La figure 6.3 présente l'impact de la fréquence sur les performances de deux régénérateurs de 90g de Gd pour plusieurs pressions. Pour éviter d'endommager l'appareil, la fréquence a été limitée à moins de 1 Hz. En observant les pentes, on remarque que la friction parasite a une importance relative moins élevée lorsque la pression est élevée et que la puissance de réfrigération est supérieure.

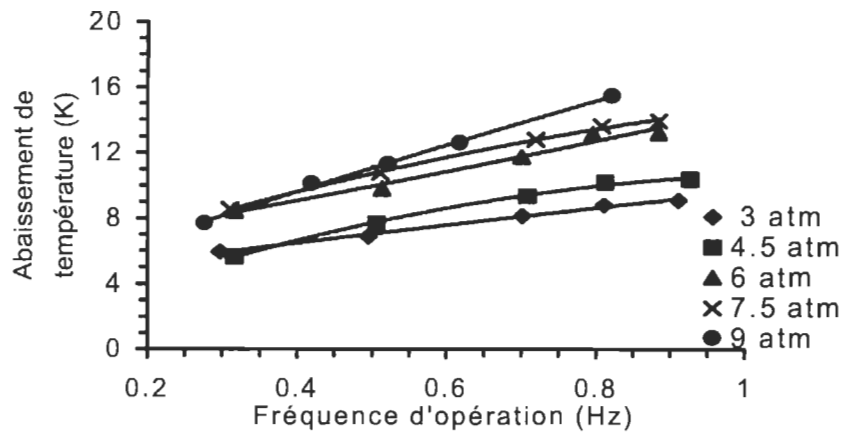


Figure 6.3 : Impact de la fréquence d'opération sur les performances de deux régénérateurs réciproques de 90g de Gd (sans charge à réfrigérer)

## 6.2 Influence du Profil de $\Delta T_{ad}(T)$

### 6.2.1 Exploration du régime où $T > T_{Curie}$

Nous avons testé uniquement la couche de régénérateur de 40g  $Gd_{0.74}Tb_{0.26}$  à partir de la température ambiante, soit bien au-dessus de sa température de Curie située à 278 K. Dans ce régime, la pente de l'EMC ne reflète pas du tout la relation (2.8). La figure 6.4 présente les performances des régénérateurs de  $Gd_{0.74}Tb_{0.26}$  et des régénérateurs de Gd.

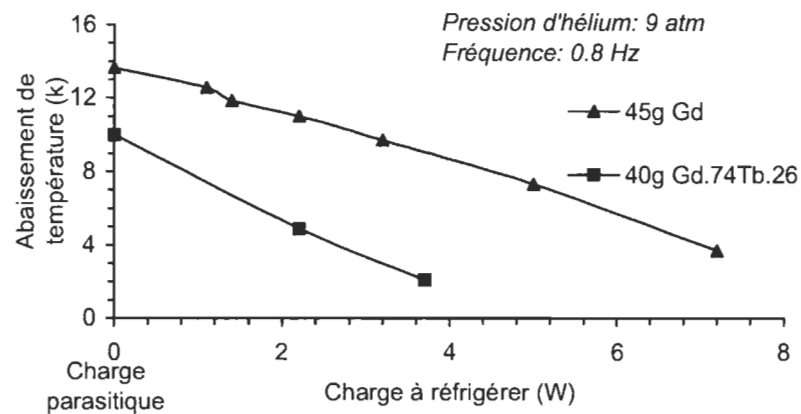


Figure 6.4 : Performances de deux régénérateurs réciproques de Gd (45g) et de  $Gd_{0.74}Tb_{0.26}$  (40g)

Sans charge à réfrigérer et pour des conditions d'opération similaires, les régénérateurs composés de 40g  $Gd_{0.74}Tb_{0.26}$  et de 45g de Gd ont abaissé respectivement la température de



10 K et de 13.5 K. Les performances du régénérateur fonctionnant au-dessus de sa température de Curie sont donc relativement bonnes. Comme nous ne disposons ni des courbes de  $\Delta T_{ad}(T)$  spécifiquement mesurées avec nos matériaux ni du gradient de température à l'intérieur régénérateur, il est impossible de formuler davantage de conclusions.

### 6.2.2 Régénérateurs multicouches

Un des principaux objectifs de ces essais était de comparer les performances des régénérateurs composées de plusieurs couches de matériaux (45g Gd + 40g  $Gd_{0.74}Tb_{0.26}$ ) à des régénérateurs composés d'un seul matériaux (90g Gd). Tel que montrés à la figure 6.5, les régénérateurs mutli-matériaux ont abaissé la température de la section à réfrigérer de près de 19.3 K, soit jusqu'à 277 K. Si l'on compare avec 15.5 K (température abaissée à 281 K) obtenu avec le régénérateur de gadolinium seul, il s'agit d'une augmentation d'environ 25%<sup>j</sup>. De plus, la puissance de réfrigération a été améliorée. Par exemple, en observant la figure, on estime qu'avec un abaissement de température de 14 K le régénérateur multicouche aurait pu évacuer environ 2 W comparativement à 1 W pour le régénérateur de Gd seul. Pour la première fois, nous avons démontré expérimentalement qu'une configuration multicouche (multi-matériaux) peut être supérieure à une configuration à un seul matériau.

---

<sup>j</sup> D'autres essais, nous ont aussi permis de mesurer un abaissement maximum de 20 K pour les régénérateurs multicouche et de 16 K pour les régénérateurs de Gd.

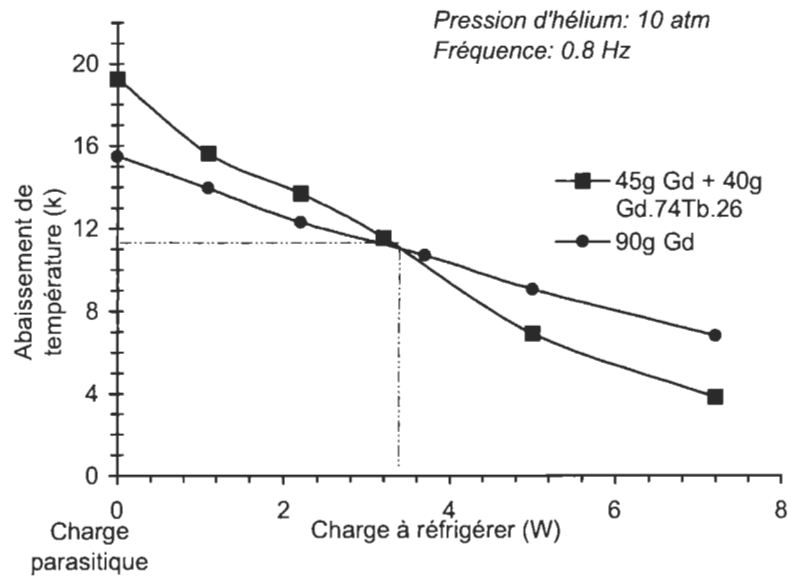


Figure 6.5 : Performances de deux régénérateurs multicouches (45g Gd + 40g Gd<sub>0.74</sub>Tb<sub>0.26</sub>) et de deux régénérateurs composés d'un seul matériau (90g Gd)

La capacité du régénérateur multicouche à abaisser la température devient supérieure à celle du régénérateur de Gd lorsque la charge à réfrigérer atteint environ 3.4 W et que l'étendue de température est de 11 K avec la section froide à 284 K. Si l'on considère un profil de température linéaire à l'intérieur du régénérateur, cette transition se produit lorsque la température moyenne de la deuxième couche (Gd<sub>0.74</sub>Tb<sub>0.26</sub>) atteint 287 K. Cette valeur est près de la température à la jonction des courbes d'EMC du Gd et du Gd<sub>0.74</sub>Tb<sub>0.26</sub> illustrées dans la figure 5.3, soit 288 K  $\pm$  1 K. Encore là, comme nous ne disposons pas des courbes de  $\Delta T_{ad}$  de nos matériaux et du gradient de température à l'intérieur des régénérateurs, il est impossible de formuler davantage de conclusions. Des essais supplémentaires sous différentes conditions d'opération et avec d'autres matériaux seront nécessaires pour déterminer la règle pour fixer cette transition. Il serait intéressant d'étudier cette transition théoriquement et en utilisant le modèle numérique. Nous ne savons pas comment l'efficacité a été affectée car nous n'avons pas mesuré la puissance mécanique dépensée pour produire la puissance de réfrigération.

### 6.3 Comparaison avec le modèle

Maintenant que les résultats des expériences sont présentés, il est intéressant de les comparer aux simulations faites à partir du modèle conçu par Rowe de l'Université de

Victoria. Bien sûr, en disposant de beaucoup de temps, une grande quantité de simulations intéressantes pourraient être faites et analysées. Ici, nous ne représentons que deux simulations dont les paramètres ont été choisis de façon à refléter les conditions d'opération des expériences. Cette comparaison permet de faire quelques observations à la fois sur les expériences, la simulation elle-même, mais aussi sur la réfrigération magnétique en général.

### 6.3.1 Régénérateurs avec un seul matériau : le Gd

La simulation présentée à la figure 6.6 présente le profil de température de deux régénérateurs composés de 90g de flocons Gd. Les paramètres de cette simulation tendent à reproduire l'essai fait avec de l'hélium à 10 atm, avec une fréquence de 0.8 Hz et sans charge à réfrigérer. Les différentes courbes représentent le profil de température à différents moment dans le cycle (étapes de temps).

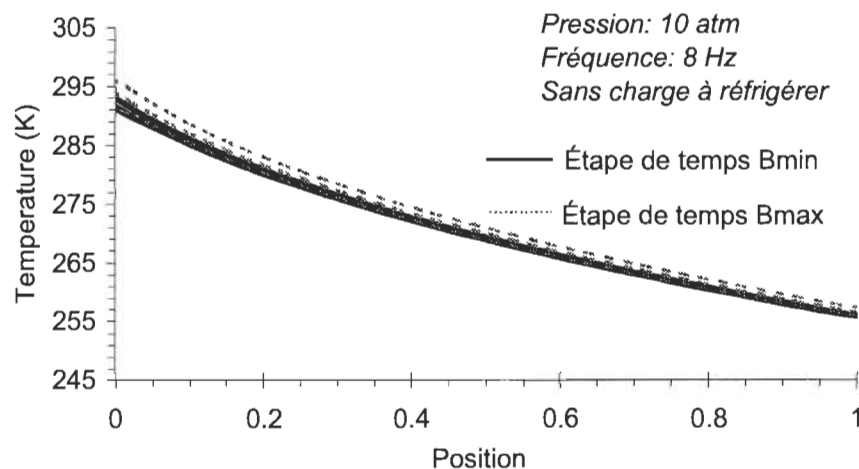


Figure 6.6 : Simulation du profil de température de deux régénérateurs de 90g de Gd

D'abord, cette simulation permet d'illustrer le profil de température à l'intérieur du régénérateur. Le gradient de température est affecté par l'effet magnéto-calorique local, il n'est pas linéaire. Pour le Gd, ce dernier augmente jusqu'à la température de Curie autour de 293 K. Près de la température de Curie, la variation dans le gradient de température ne peut pas être négligée.

L'abaissement de température est de l'ordre de 38 K comparativement à 16 K obtenu des essais. Plusieurs hypothèses plausibles pourraient expliquer cette différence. D'abord, la simulation ne prend pas en considération l'échauffement provoqué par la friction provenant du mouvement de l'assemblage des régénérateurs sur ses rails. D'autre part, le programme ne simule pas non plus l'impact de l'échauffement visqueux provoqué par la pression. Des fuites de fluide caloporteur qui sont difficilement mesurables peuvent aussi avoir court-circuité les régénérateurs lors des essais. Les corrélations utilisées pour représenter le transfert de chaleur solide-fluide et la conduction axiale pourraient bien être loin de la réalité. Enfin, dans le modèle, les valeurs pour le  $\Delta T_{ad}$  et la chaleur spécifique du réfrigérant sont fixées à partir de données trouvées dans la littérature. Il est possible que les propriétés des matériaux réels ne soient pas bien représentées par ces valeurs. De plus, il faudrait considérer l'impact de la présence du régénérateur sur le champ magnétique et donc sur l'effet magnéto-calorique réel.

### **6.3.2 Régénérateurs composés de deux couches de matériaux différents: le Gd et le $Gd_{0.74}Tb_{0.26}$ .**

La figure 6.7 présente le profil de température de deux régénérateurs composés de deux couches : 45 g de Gd et 40g de  $Gd_{0.74}Tb_{0.26}$ . Les conditions d'opération sont les même que pour la simulation précédente.

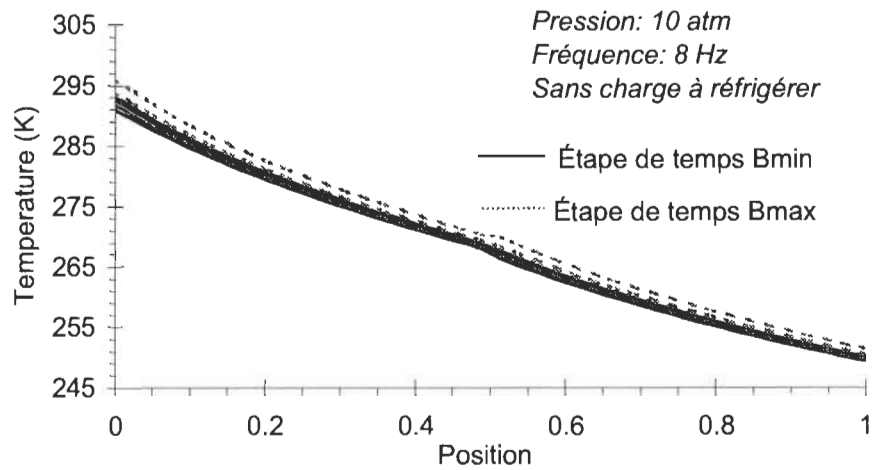


Figure 6.7 : Simulation du profil de température de deux régénérateurs multicouches (45g de Gd + 40g de  $Gd_{0.74}Tb_{0.26}$ )

L'abaissement de température est de l'ordre de 44 K comparativement à 20 K obtenu dans les essais. Les mêmes hypothèses que pour la simulation précédente s'appliquent pour expliquer cette différence. Quoique l'ordre de grandeur des performances est différent, cette simulation permet tout de même de vérifier la supériorité du régénérateur multicouche (abaissement de température supérieur de 16%). D'autre part, on constate encore une fois que le gradient de température est affecté par l'EMC local.

## CHAPITRE 7 : CONCLUSION

### 7.1 Résumé

Ce travail consiste à étudier des régénérateurs magnétiques actifs utilisés en réfrigération magnétique (RM) et, plus particulièrement les régénérateurs multicouches (multi-matériaux). Des essais avec un appareil de test de régénérateurs magnétiques actifs (AMRTA) ont permis de démontrer expérimentalement le potentiel des multicouches et d'explorer l'influence des conditions d'opération sur les performances du réfrigérateur. Il s'agit d'une étape vers l'amélioration des performances des réfrigérateurs magnétiques et le développement de liquéfacteurs magnétiques. Pour mieux évaluer les expériences, une analyse thermodynamique du cycle à régénération magnétique active (RMA) était nécessaire. Nous croyons avoir démontré que la formule sur le profil idéal de  $\Delta T_{ad}(T)$  est trop simpliste. Cette démonstration contribue à ouvrir les horizons de la compréhension de la RM. Toutefois, après analyse, les données recueillies lors des essais ne nous permettent pas de calculer une quantité de réfrigération théorique ou de confirmer une formule théorique.

Dans le chapitre 2, nous avons exposé l'effet magnéto-calorique (EMC) et les cycles thermodynamiques en RM, principalement le cycle RMA. L'EMC décroît rapidement lorsque la température du matériau magnétique s'éloigne de sa température de transition. La combinaison de couches de matériaux ayant différents  $T_{Curie}$  permet de conserver un EMC suffisant pour toute la plage de température dans le régénérateur. Toutefois, la formule de  $\Delta T_{ad}(T)$ , utilisée pour démontrer la nécessité des multicouches, soulève des interrogations. D'autre part, même si certaines simulations appuient l'idée de l'utilisation des multicouches, ce principe devait être démontré expérimentalement. Il a aussi été vu que le design des réfrigérateurs magnétiques ne suit pas de règles rigoureuses et se base principalement sur l'expérience. Il est nécessaire de rassembler et d'approfondir les connaissances en RM si on espère réellement optimiser les réfrigérateurs magnétiques et en faire une technologie d'avenir.

Le cycle RMA, analysé dans le chapitre 3, est composé d'une série de cycles qui se chevauchent et qui ne sont ni vraiment en parallèle, ni vraiment en série. Contrairement aux régénérateurs passifs, c'est dans le régénérateur magnétique qu'est produite la réfrigération, ce qui affecte le gradient de température. Il a été démontré ici que la formule dictant que le  $\Delta T_{ad}$  doit être proportionnel à la température est basée sur des hypothèses arbitraires et trop simplistes. En effet, la quantité de chaleur échangée doit être calculée sur toute la période d'écoulement. On ne peut faire un lien direct entre l'énergie échangée à un moment précis  $t_1$  pendant la réfrigération et un autre moment  $t_2$  pendant l'évacuation de la chaleur, plus tard dans le cycle. Cela revient aussi à considérer un gradient de température constant dans le temps et dans l'espace. Nous croyons que pour maximiser la réfrigération, il faut plutôt tenter de minimiser la génération d'entropie dans le régénérateur. Il n'est pas exclu que la formule mène à un profil de température souhaitable, mais nous libérer de celle-ci en tant que contrainte ouvre la porte vers une meilleure compréhension du cycle RMA. Dans la deuxième partie de ce chapitre, nous avons aussi fait la revue et l'analyse de la génération d'entropie dans les régénérateurs actifs.

Dans le chapitre 4, nous avons traité de la modélisation des phénomènes liés à la RM. L'utilisation d'un milieu poreux et la non-linéarité dans les équations couplées d'énergie complexifient les calculs et incitent à faire des simplifications. Rowe, de l'Université de Victoria, a récemment créé un modèle capable de représenter relativement bien le cycle de réfrigération AMR de l'AMRTA et nous en a partagé le code. Il utilise un algorithme développé pour faciliter les simulations de régénérateurs en ne traitant plus le transfert de chaleur solide-fluide comme une perturbation mais comme un terme dominant. Ce modèle a été utilisé pour simuler les expériences. Des différences entre les résultats des essais et des simulations existent toutefois. Il y a sans doute place à amélioration dans le modèle et dans les paramètres représentant les propriétés des régénérateurs.

Comme il est question dans le chapitre 5, lors de mon séjour à l'université de Victoria, nous avons ré-assemblé l'AMRTA et fabriqué des régénérateurs pour vérifier

l'influence des conditions d'opération et tester des régénérateurs multicouches. L'AMRTA est un appareil de RM pouvant tester des régénérateurs magnétiques cylindriques réciproques sous un champ magnétique de 2T et utilisant l'hélium comme caloporteur. Il a été conçu pour mener des essais à température ambiante d'abord et, éventuellement, à température cryogénique. Le champ magnétique est produit par un aimant supraconducteur. L'appareil ne produit pas de réfrigération utile, ce sont des éléments chauffants à la source froide qui fixent la puissance à réfrigérer. Il a été monté de façon à faire des tests à partir de la température ambiante sous diverses fréquences d'opération et pressions de caloporteur. Les régénérateurs cylindriques de Gd (45 g), de  $\text{Gd}_{0.74}\text{Tb}_{0.26}$  (40 g) et de  $\text{Gd}_{0.85}\text{Er}_{0.15}$  (46 g), sont composés de matériaux réduits en flocons, compactés et liés par une fine couche d'époxy. Ces régénérateurs peuvent être mis en série pour former un régénérateur plus long ou composé de couches de matériaux différents. Des tests de magnétisation avec un SQUID n'ont pas détecté de différence significative dans l'EMC (variation isotherme d'entropie) avant et après le procédé de fabrication.

Nous avons analysé les résultats des expériences dans le chapitre 6. L'influence des conditions d'opération sur les performances a été vérifiée sur deux régénérateurs de 90g chacun. L'augmentation de la pression de fluide caloporteur, donc de l'utilisation ( $\Phi$ ), permet d'améliorer sensiblement les performances. On aurait donc avantage à augmenter le débit massique du gaz ou même à utiliser un liquide comme caloporteur. L'augmentation de la fréquence d'opération a une influence positive très intéressante sur les performances. Toutefois, l'amélioration des performances n'est pas directement proportionnelle car on augmente aussi le taux d'inefficacité. D'autre part, des régénérateurs de  $\text{Gd}_{0.74}\text{Tb}_{0.26}$  ont été testés à partir de la température ambiante, soit au-dessus de leur  $T_{\text{Curie}}$ . Dans cette plage, contrairement à la formule du  $\Delta T_{\text{ad}}(T)$ , l'EMC diminue avec la température. Un abaissement maximal de 10 K a été observé, relativement près du 13.5 K obtenu avec le Gd seul, pour lequel la plage de température est favorable. Enfin, des régénérateurs composés d'une couche de Gd et d'une couche de  $\text{Gd}_{0.74}\text{Tb}_{0.26}$  ont permis un abaissement de température et une puissance de réfrigération plus élevés que les régénérateurs de dimensions et de masse similaires composés de Gd



seulement (respectivement 20 K et 16 K). Il s'agit donc de la preuve expérimentale des possibilités des multicouches. Cependant, comme on ne dispose ni du profil de température dans le régénérateur, ni de mesures fiables des propriétés de nos matériaux, il est prématuré de conclure davantage de ces résultats.

## 7.2 Synthèse

On donne parfois l'impression que la RM en est pratiquement à l'étape de la commercialisation à grande échelle. Toutefois, en étant réaliste, aucun des appareils dont les résultats ont été publiés n'offre une efficacité, des performances ou un coût capable de rivaliser avec les réfrigérateurs conventionnels. Il faut donc poursuivre la recherche, mieux comprendre le cycle de réfrigération magnétique RMA et trouver les moyens de minimiser les pertes dans les régénérateurs. Lorsqu'on compare la RM à la réfrigération conventionnelle, on vante le fait que la magnétisation et la démagnétisation du matériau magnétique soient réversibles, contrairement à la compression et l'expansion d'un gaz. Toutefois, pour être utile, l'EMC doit être accompagné d'un fluide caloporteur, ce qui engendre des irréversibilités additionnelles dont il faut tenir compte.

Malgré tout, la réfrigération magnétique demeure une technologie prometteuse. D'une part, il reste de la place pour en faire l'optimisation. D'autre part, avec le raffinement des supraconducteurs haute température, on pourra produire un champ magnétique assez élevé pour permettre aux réfrigérateurs magnétiques d'être plus puissants, efficaces et concurrentiels. La RM pourrait apporter une flexibilité additionnelle très utile pour certaines applications. L'efficacité d'un réfrigérateur magnétique n'étant pas trop affectée par la taille des unités, on pourra en faire une utilisation distribuée. On pourrait aussi refroidir un liquide ou un gaz en le faisant passer directement dans le régénérateur sans avoir besoin d'un échangeur de chaleur à la source froide. La nature et les limites de la RM, différentes de celles de la réfrigération conventionnelle, laissent probablement place à des possibilités encore inexplorées. Étant actuellement très coûteuse en énergie, la liquéfaction de l'hydrogène pourrait bénéficier grandement de la RM.

## **7.3 Travaux futurs**

### **7.3.1 Considérations thermodynamiques**

La poursuite de l'analyse thermodynamique du cycle RMA s'impose pour créer les outils d'optimisation de réfrigérateurs magnétiques. Compléter le développement des relations entre  $\Phi$ , le travail par unité de masse de réfrigérant et le gradient de température permettra de déterminer les valeurs idéales de l'abaissement de température et de la puissance de réfrigération pour une masse donnée de matériau réel. On pourra alors déterminer exactement quand l'ajout d'un deuxième ou d'un troisième matériau s'avère utile. D'autre part, on pourrait intégrer la génération d'entropie à ces relations pour mieux refléter la réalité. Il serait intéressant de trouver, pour des conditions données, le profil de température dans le régénérateur qui minimiserait l'entropie. Évidemment, cette évaluation devra comprendre la génération d'entropie liée à l'interaction avec les sources chaude et froide. On pourrait alors y associer les propriétés des matériaux à privilégier. Un travail intéressant reste à faire pour analyser le rôle du cycle sur la génération d'entropie. Cela permettrait, par exemple, d'évaluer l'impact d'avoir un cycle comme celui de l'AMRA, où le fluide caloporteur circule en même temps que l'on magnétise le réfrigérant.

### **7.3.2 Modélisation**

La règle est connue : la valeur du modèle est tributaire de la valeur des paramètres d'entrée. Ainsi, avant même de penser à modifier le modèle, il faut vraiment s'assurer que les paramètres thermiques des régénérateurs sont fidèles à la réalité. Il faudra probablement tester expérimentalement certains paramètres thermiques et certaines propriétés des matériaux. Il serait bien d'intégrer au modèle un terme pour prendre compte de l'échauffement visqueux. D'autre part, le calcul d'efficacité et l'illustration de la génération d'entropie dans le régénérateur par le modèle formerait un outil puissant.

### 7.3.3 Expériences

#### Poursuite de travaux avec l'AMRTA

Cette série d'essais avec le AMRTA a mis en évidence la nécessité de certains ajustements. Au moment d'écrire ceci, plusieurs modifications avaient déjà été apportées à l'appareil.

- Augmentation de  $\Phi$  par l'ajout, en parallèle, d'un deuxième piston qui assure le déplacement du gaz caloporteur.
- Ajout d'une unité frigorifique permettant d'ajuster la température de l'eau de refroidissement des échangeurs de chaleur.
- Préparation pour la basse température : l'azote liquide sera la source chaude

D'autres modifications seraient aussi fort utiles :

- Ajout de capteurs de température le long du régénérateur pour obtenir le profil de température. (à tout le moins, un capteur à l'interface des différents matériaux)
- Mesure du débit de l'eau de refroidissement et du différentiel de température avant et après l'échangeur de chaleur. Cela permettra le calcul de la quantité d'énergie évacuée et de l'efficacité du régénérateur.

Enfin, il serait intéressant de faire, entre autres, les tests suivants :

- Régénérateurs composés de particules sphériques (avec appareil sous vide)
- Régénérateurs multicouches (avec mesure du profil de température)
- Influence de  $\Phi$  sur les performances (trouver le plateau où l'augmentation de  $\Phi$  n'améliore plus les performances)

#### Poursuite de travaux avec un nouvel appareil de RM

Pour un nouvel appareil de réfrigération magnétique fonctionnant à température ambiante, en plus des suggestions faites pour l'AMRTA, on devrait penser à :

- Utiliser un liquide comme caloporteur.
- Permettre de changer facilement et rapidement les régénérateurs dans l'appareil.
- Limiter la friction dans les pièces mécaniques entourant les régénérateurs.

D'autres questions devront être davantage fouillées. Quel type de milieu poreux serait le plus efficace et comment le fabriquer de façon économique? Malgré la nouvelle tendance à utiliser des aimants permanents, il n'est pas clair qu'on réussira à obtenir une puissance et une efficacité intéressante avec un champ magnétique limité à 1.5 T. Toutefois, un aimant supraconducteur complique le système et demande de l'énergie pour être

maintenu à très basse température. Devrait-on utiliser une géométrie de régénérateur connu (cylindres réciproques, roue, etc) ou en développer une nouvelle? La conception d'un appareil de réfrigération magnétique offre de nombreux défis intéressants.

## ANNEXE 1: TABLEAU COMPARATIFS DE PROTOTYPES DE RM

Prototype	Paramètres de design du régénérateur		Puissance mesurée
Astronautics / Ames Laboratory <sup>8</sup>	Matériau	Gadolinium	$\Delta T_{H-C}$ 5°C : plus de 600 W* $\Delta T_{H-C}$ 10 °C : 575 W $\Delta T_{H-C}$ 15 °C : 400 W $\Delta T_{H-C}$ 15 °C : 225 W $\Delta T_{H-C}$ max: 38°C * extrapolé
	Masse	3 kg	
	Champ	5 T	
	Fréquence	0.17 Hz	
	Autres : cylindres réciproques, eau comme caloporteur 83 ml/s, $T_{hoi}$ = 300 K, particules sphériques 150 à 300 $\mu$ m, porosité 36%		
	Champs	1.5 T	$\Delta T_{H-C}$ 7°C : 200 W,
Chubu Electric Power Co./ Toshiba Corporation <sup>9</sup>	Matériau	Gd	$\Delta T_{H-C}$ 23 °C : 100 W $\Delta T_{H-C}$ 30 °C : 60 W
	Masse	2.2 kg	
	Champ	Jusqu'à 4 T	
	Fréquence	0.17 Hz	
	Autres : cylindres réciproques, eau-éthanol comme caloporteur 33 ml/s, $T_{hoi}$ = 298 K , particules sphériques 300 $\mu$ m		
Astronautics / Ames Laboratory <sup>2, 59</sup>	Matériau	Gd	$\Delta T_{H-C}$ 9 °C : 50 W $\Delta T_{H-C}$ 15 °C : 30 W $\Delta T_{H-C}$ 19 °C : 10 W
	Masse	?	
	Champ	1.5 T (aimant permanent)	
	Fréquence	3.3 Hz (max)	
	Autres : Régénérateur rotatif, particules sphériques, eau comme caloporteur		
Chubu Electric Power Co./ Toshiba Corporation <sup>10</sup>	Matériau	Gd <sub>1-x</sub> Dy <sub>x</sub> (x=0.11, 0.13, 0.16)	$\Delta T_{H-C}$ max : 12 °C
	Masse	?	
	Champ	0.6 T (aimant permanent)	
	Fréquence	0.25 Hz	
	Autres : cylindres réciproques, eau-éthanol comme caloporteur		
Laboratoire d'Électrotechnique de Grenoble <sup>12</sup>	Matériau	Gd	$\Delta T_{H-C}$ max : 7°C (1.6W)
	Masse	0.223 kg	
	Champ	0.8 T (aimant permanent)	
	Fréquence	0.42 Hz ?	
	Autres : Un seul cylindre, Gd sous forme de feuilles 0.15 mm, eau comme caloporteur, 0.5 ml/s		

Prototype	Paramètres de design du régénérateur		Puissance mesurée
AMRTA (2001) <sup>19</sup>	Matériau	Gd	$\Delta T_{H-C}$ max : 20°C
	Masse	0.375 kg	
	Champ	2 T	
	Fréquence	0.7 Hz	
	Autres : cylindres réciproques, hélium comme caloporteur, 8 atm, sans être sous vide, $T_{hot}$ = 305 K, particules sphériques 200 $\mu$ m, porosité 40%		
Expériences traitées dans ce mémoire :			
AMRTA (2002) configuration A	Matériau	Gd	$\Delta T_{H-C}$ 5 °C : 9 W*
	Masse	0.180 kg	$\Delta T_{H-C}$ 10°C : 4.6 W
	Champ	2T	$\Delta T_{H-C}$ 15 °C : 0.3 W
	Fréquence	0.8 Hz	$\Delta T_{H-C}$ max : 16 °C
	Autres : cylindres réciproques, hélium comme caloporteur, sous vide, $T_{hot}$ =295 K, flocons 100x600x800 $\mu$ m, porosité 55%		* extrapolé
AMRTA (2002) configuration B	Matériau	Gd + Gd <sub>0.74</sub> Tb <sub>0.26</sub>	$\Delta T_{H-C}$ 5 °C : 6.5 W
	Masse	0.90 kg + 0.90 kg	$\Delta T_{H-C}$ 10 °C : 4 W
	Champ	2T	$\Delta T_{H-C}$ 15 °C : 1.8 W
	Fréquence	0.8 Hz	$\Delta T_{H-C}$ max : 20 °C
	Autres : cylindres réciproques, hélium comme caloporteur, sous vide, $T_{hot}$ = 295 K, particules-flocons 100x600x800 $\mu$ m, porosité 55-60%		

## RÉFÉRENCES

---

- <sup>1</sup>Barclay, J. A., “Prospects For Magnetic Liquefaction of Hydrogen”, Proceedings of the XVIIIth International Congress of Refrigeration, August 10-17, Montréal, 297 (1991).
- <sup>2</sup> C. B. Zimm, A. Sternberg, S. Russek, A. Boeder, and K. King, “Magnetic Refrigeration for Chilled Water”, Paper No. IMECE2003-42704, to be published in Proceeding of IMECE’03, Washington, D.C., November 16-21, (2003).
- <sup>3</sup> E. Warburg, Ann. Phys. 13, 141 (1881).
- <sup>4</sup> P. Debye, Ann. Phys. 81, 1154 (1926).
- <sup>5</sup> W.F. Giaque, J. Amer. Chem. Soc. 49, 1864 (1927).
- <sup>6</sup> VanGeuns, J. R., “A study of a new magnetic refrigerating cycle”, *Phillips Res. Rep. Suppl.* 6 (1966).
- <sup>7</sup> A. Wang, J. Johnson, R. Niemi, A. Sternberg, C. Zimm, “Experimental Results of an Efficient Active Magnetic Regenerator Refrigerator, 8th International Cryocooler Conference, June (1994).
- <sup>8</sup> C. Zimm, A. Jastrab, A. Sternberg, V. Perchinsky, K. Gschneidner jr., M. Osborne and I. Anderson,, “Description and performance of a near-room temperature magnetic refrigerator“, *Advances in Cryogenic Engineering*, 43, 1759 (1998).
- <sup>9</sup> N. Hirano, S. Nagaya, M. Takahashi, T. Kuriyama, K. Ito, and S. Nomura, “ Development of magnetic refrigerator for room temperature application”, *Advances in Cryogenic Engineering*, 47, 1027 (2002).
- <sup>10</sup> N. Hirano, Abstract K7.002, American Physical Society Conference, Austin, TX. (2003).
- <sup>11</sup> W. Wu, Abstract K7.004, American Physical Society Conference, Austin, TX. (2003).
- <sup>12</sup> P. Clot, D. Viallet, F. Allab, A. Kedous-Lebouc, J.M. Fournier, J.P. Yonnet, poster GS 07, IEEE International Magnetic Conference Magn 30- April 3, Boston, USA (2003).
- <sup>13</sup> A. Rowe and J.A. Barclay, “Design of an active magnetic regenerator test apparatus”, *Advances in Cryogenic Engineering*, 47, 995 (2002).
- <sup>14</sup> J.A Barclay and W.A. Steyert Jr., “Active Magnetic Regenerator”, U.S. Patent No. 4 332 135, June (1982).

- 
- <sup>15</sup> G. Green, J. Chafe, J. Stevens and J. Humphrey, "A Gadolinium-Terbium active regenerator", *Advances in Cryogenic Engineering*, 35, 1165 (1990).
- <sup>16</sup> K.A. Gschneidner, Jr. and V.K. Percharsky, "Magnetocaloric Materials", *Annu. Rev. Mater. Sci.*, 30, 387 (2000).
- <sup>17</sup> C. R. Cross, J.A. Barclay, A.J. Degregoria, S.R. Jaeger, J.W. Johnson, « Optimal temperature-entropy curves for magnetic refrigeration", *Advances in Cryogenic Engineering*, 33, 767 (1988).
- <sup>18</sup> C. E. Reid, J.A. Barclay, J.L. Hall and S. Sarangi, "Selection of magnetic materials for an active magnetic regenerative refrigerator", *Journal of Alloys and Compounds*, 207/208, 366 (1994).
- <sup>19</sup> A. Rowe, "Active Magnetic Regenerators: Performance in the Vicinity of Para-Ferromagnetic Second Order Phase Transitions, Ph. D. Thesis, University of Victoria, Victoria (2002).
- <sup>20</sup> J.L. Hall, C.E. Reid, I.G. Spearing and J.A. Barclay, "Thermodynamic Considerations for the design of active magnetic regenerative refrigerators", *Advances in Cryogenic Engineering*, Plenum Press, New York, 41, 1653 (1996).
- <sup>21</sup> A. Smaï li and R. Chahine, "Thermodynamic investigations of optimum active magnetic regenerators", *Cryogenics*, vol 38 (2), Elsevier, 247 (1998).
- <sup>22</sup> S. R. Schuricht, A.J. DeGregoria et C.B. Zimm, "The effects of a layered bed on active magnetic regenerator performance", *Proc. Of the 7<sup>th</sup> International Cryocooler Conference*, Plenum, New York, 614 (1993).
- <sup>23</sup> J. A. Barclay, "Wheel-Type Magnetic Refrigerator", *Unites States Patent #4,408,463* (1993).
- <sup>24</sup> C. B. Zimm, A. Sternberg, A.G. Jastrab, A.M. Boeder, L.M. lawton and J.J. Chell, "Rotating bed magnetic refrigeration apparatus" *US patent number 6526759*, March 4 (2003).
- <sup>25</sup> C. B. Zimm, A. Sternberg, A.G. Jastrab, L.M. lawton and A.M. Boeder, "Rotating magnet magnetic refrigerator " *US patent application number 10/316650*, March 4 (2003)
- <sup>26</sup> T. Wysokinski, *Communication privé sur la méthode de design du AMRL conçu par le du Cryofuel Systems Group de l'University of Victoria* (2002).
- <sup>27</sup> C. P. Taussig, G.R. Gallagher, J.L. Smith Jr. and Y. Iwasa, "Magnetic Refrigeration Based on Magnetically Active Regeneration", *Proc. Of the Fourth International Cryocoolers Conference*, 79, (1986).



- 
- <sup>28</sup> A. Rowe and J.A. Barclay, "Ideal magnetocaloric effect for active magnetic regenerators", *Journal of Applied Physics*, vol. 93 (4), 1672 (2003).
- <sup>29</sup> F. Shir, L. Yanik, I.H. Bennett, E. Della Torre, R.D. Shull, "Room temperature active regenerative magnetic refrigeration: Magnetic nanocomposites", *Journal of Applied Physics*, vol. 93 (10), 8295 (2003).
- <sup>30</sup> M. J. Moran and H.N. Shapiro, Fundamentals of Engineering Thermodynamics, 3<sup>rd</sup> edition, John Wiley & Sons, Inc., Toronto (1996).
- <sup>31</sup> A. Bejan, Entropy Generation Minimization, The Method of Thermodynamic Optimization of Finite-Size Systems and Finite-Time Processes, Advanced Topics in Mechanical Engineering Series, CRC Press, New York (1996).
- <sup>32</sup> F.P. Incropera, D.P. DeWitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 4<sup>th</sup> edition, John Wiley & Sons, Toronto (1996).
- <sup>33</sup> I.G. Spearing, "Improving the Refrigeration and Gas Liquefaction Performance of Gifford-McMahon and Active Magnetic Regenerative Cryocoolers: A Study of Flow Maldistribution, Unbalance, and Asymmetry", Ph. D. Thesis, University of Victoria, Victoria, (2000).
- <sup>34</sup> K. J. Caudle, "Characterization of Regenerator Geometries through Modelling and Experimentation" M. a.s. Thesis, University of Victoria, Victoria (1997).
- <sup>35</sup> E. Tsotsas and H. Martin, "Thermal Conductivity of Packed Beds: A Review", *Chemical Engineering Processes*, vol. 22, 19 (1987).
- <sup>36</sup> C. E. Reid, J.A. Barclay and D.A. Leboe, "Eddy current power dissipation in rare earth packed particle bed regenerators for AMRR applications", *Advances in Cryogenic Engineering*, vol.43, 1565 (1998).
- <sup>37</sup> S. Ergun, "Fluid Flow through Packed Columns", *Chemical Engineering Progress*, vol. 48, 89 (1952).
- <sup>38</sup> I. F. Macdonald, M. S. El-Sayed, K. Mow and F. A. L. Dullien, "Flow through Porous Media – the Ergun Equation Revisited", *Ind. Chem. Fundam.*, vol. 18 (3), 199 (1979).
- <sup>39</sup> N. Wakao, S. Kaguei, T. Funazkri, "Effect of fluid dispersion coefficients on particle-to-fluid heat transfer coefficients in packed beds." *Chem. Eng. Sci.* , vol. 34, 325 (1979).
- <sup>40</sup> D. Handley, P.J. Heggs, "Momentum and Heat Transfer Mechanisms in Regular Shaped Packings" *Transactions of the Institute of Chemical Engineers*, vol. 46, T251 (1968).

- 
- <sup>41</sup> F. A. L. Dullien, "Porous media fluid transport and pore structure", New York: Academic Press (1979).
- <sup>42</sup> J. A. Barclay, S. Sarangi, "Selection of Regenerator Geometry for Magnetic Refrigerator Applications", Cryogenic Processes and Equipment (1984).
- <sup>43</sup> Fluent 5 User's guide, Fluent Inc. Centerra Ressource Park, 10 Cavendish Court, Lebanon, NH 03766 (1998).
- <sup>44</sup> S. Liu and J.H. Masliyah, Single fluid flow in porous media, Chem. Eng. Comm., vol. 148-150, 653 (1996).
- <sup>45</sup> A. Amiri and K. Vafai, « Transient analysis of incompressible flow through a packed bed », International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 41, 4259 (1998).
- <sup>46</sup> J. A. Barclay, "The Theory of an Active Magnetic Regenerative Refrigerator", Proceedings of 2<sup>nd</sup> Conference of Refrigeration for Cryogenic Sensor and Electronic Systems, (NASA Goddard Research Center) (1982).
- <sup>47</sup> K. Matsumoto, T. Hashimoto, "Thermodynamic analysis of magnetically active regenerator fro 30 K to 70 K with a brayton-like cycle", Cryogenics, vol. 30, 840 (1990).
- <sup>48</sup> E. Schroeder, G. Green, J. Chafe, "Perfromance predictions of a magnetocaloric refrigerator using a finite element model", Advances in Cryogenic Engineering, vol. 35, 1149 (1990).
- <sup>49</sup> A. J. DeGregoria, "Modeling the active magnetic regenerator", Advances in Cryogenic Engineering, vol. 37, Part B, 867 (1992).
- <sup>50</sup> S. R. Schuricht, A.J. DeGregoria, and C.B. Zimm, "The effects of a layered bed on active magnetic regenerator perfromance", Proceedings of the 7<sup>th</sup> International Cryocooler Conference, Plenum, New York, 614 (1993).
- <sup>51</sup> S. V. Patankar, Numerical Heat transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Company, New York (1980).
- <sup>52</sup> Z. F. Sun, C. G. Carrington, "A New Numerical Scheme for Convective Dominated Heat Transfer in a Porous Medium with Strong Temperature Gradients" Transport in Porous Media, vol. 21, 101 (1995).
- <sup>53</sup> K.A. Gschneidner Jr. and V.K. Pecharsky, "The influence of megnetic field on the thermal properties of solids", Material Science and Engineering, A287, 301 (2000).

- 
- <sup>54</sup> S.Y.Dan'kov, A.M. Tishin, V.K. Pecharsky and K.A. Gschneidner Jr., "Magnetic phase transitions and the magnetothermal properties of gadolinium", *Physical Review B*, vol. 57 (6), 3478 (1998).
- <sup>55</sup> T.W. Wysokinski, X.Xu and J.A. Barclay, "Monolithic versus conventional packed bed second stage regenerator evaluation in a Gifford-McMahon cryocooler", *Cryogenics*, vol. 42, 691 (2002).
- <sup>56</sup> M.-A. Richard, A.M. Rowe, R. Chahine, T. Bose, J. A. Barclay, "Towards Magnetic Liquefaction of Hydrogen: Experiments with an Active Magnetic Regenerator Test Apparatus", *Proceedings of Hydrogen and Fuel Cells 2003 Conference and Trade Show*, Vancouver, Canada, June 8-11, (2003).
- <sup>57</sup> M.-A. Richard, A.M. Rowe, R. Chahine, "Magnetic refrigeration: single and multi-material active magnetic regenerator experiments", accepté pour publication dans "Journal of Applied Physics", parution prévue pour mars 2004.
- <sup>58</sup> A. Rowe, A. Tura, M.-A. Richard, R. Chahine and J. Barclay, "An overview of operating experience using the AMR test apparatus", Presented of the CEC-ICMC, 22-26 September, Anchorage, Alaska (2003). Cette publication pourra être incluse dans *Advances in Cryogenic Engineering*.
- <sup>59</sup> S. J. Lee, J. M. Kenkel, V.K. Perchasky and D. C. Jiles, "Permanent magnet array for the magnetic refrigerator", *Journal of Applied Physics*, vol. 91 (10), 8894 (2002).